



TUGAS AKHIR - TF 141581

**RESPON GETARAN LATERAL DAN TORSIONAL
PADA POROS TURBIN SUMBU VERTIKAL ARUS
SUNGAI TIPE *DARRIEUS FLAPPED BLADE***

Harish Adiyat
NRP 2411 100 112

Dosen Pembimbing
Ir. Yerri Susatio, MT
Dr. Ridho Hantoro, ST, MT

JURUSAN TEKNIK FISIKA
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya
2015



FINAL PROJECT -TF141581

**LATERAL AND TORSIONAL VIBRATION
RESPONSES OF DARRIEUS FLAPPED-BLADE
VERTICAL AXIS RIVER TURBINE SHAFT**

Harish Adiyat
NRP 2411100 112

Supervisor
Ir. Yerri Susatio, MT
Dr. Ridho Hantoro, ST, MT

DEPARTMENT OF ENGINEERING PHYSICS
Faculty of Industrial Technology
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2015

LEMBAR PENGESAHAN

RESPON GETARAN LATERAL DAN TORSIONAL PADA POROS TURBIN SUMBU VERTIKAL ARUS SUNGAI TIPE *DARRIEUS FLAPPED BLADE*

TUGAS AKHIR

Oleh :

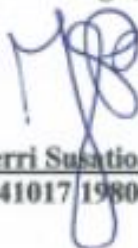
Harish Adiyat

NRP : 2411 100 112

Surabaya, 6 Juli 2015

Mengetahui/Menyetujui

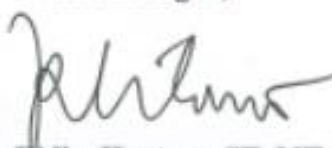
Pembimbing I,



Ir. Yerri Susatio, MT

NIP. 19541017 198003 1 005

Pembimbing II,



Dr. Ridho Hantoro, ST, MT

NIP. 19761223 200501 1 001

Ketua Jurusan
Teknik Fisika FTI-ITS



Dr. Ir. Totok Soehartanto, DEA

NIPN. 19650309 199002 1 001

**RESPON GETARAN LATERAL DAN TORSIONAL PADA
POROS TURBIN SUMBU VERTIKAL ARUS SUNGAI
TIPE DARRIEUS FLAPPED BLADE**

TUGAS AKHIR

Diajukan untuk memenuhi salah satu syarat
memperoleh gelar Sarjana Teknik
pada






Bidang Studi Rekayasa Vibrasi dan Akustik
Program Studi S-1 Teknik Fisika
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh:

HARISH ADIYAT

Nrp. 2411 100 112

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir:

1. Ir. Yerri Susatio, MT.  (Pembimbing I)
2. Dr. Ridho Hantoro, ST. MT.  (Pembimbing II)
3. Ir. Tutug Dhanardono, MT.  (Ketua Penguji)
4. Ir. Matradji, M.Sc.  (Penguji I)
5. Arief Abdurrahman, ST. MT.  (Penguji II)

**SURABAYA
JULI 2015**

RESPON GETARAN LATERAL DAN TORSIONAL PADA POROS TURBIN SUMBU VERTIKAL ARUS SUNGAI TIPE *DARRIEUS FLAPPED BLADE*

Nama Mahasiswa : Harish Adiyat
NRP : 2411100112
Jurusan : Teknik Fisika FTI-ITS
Dosen Pembimbing : Ir. Yerri Susatio, MT
Dr. Ridho Hantoro, ST, MT

ABSTRAK

Telah dilakukan simulasi respon vibrasi dan karakteristik vibrasi pada poros turbin sumbu vertikal arus sungai tipe *darrieus flapped blade* dengan analogi *cantilever beam*. Metode elemen hingga digunakan pada model simulasi kali ini dengan variasi matriks massa non konsisten, arus sungai dan variasi *pitch angle*. Matriks massa tersebut merupakan kombinasi linier antara matriks massa tergumpal dan matriks massa konsisten. Porsi dari matriks massa non konsisten diatur dalam batas nilai α dan β . Dimana α mewakili porsi matriks massa tergumpal dan β mewakili matriks massa konsisten. Turbin sumbu vertikal ini memiliki tiga *blade* yang menghasilkan gaya hidrodinamis pada poros tersebut. Pada simulasi ini, poros dibagi ke dalam sepuluh elemen menentukan frekuensi natural, respon lateral dan torsional. Berdasarkan simulasi didapat nilai frekuensi natural pada ujung bebas sebesar 188,5 rad/s pada mode ke-1 sedangkan frekuensi kerja sebesar 8,09 rad/s pada kecepatan 1,15 m/s dan *pitch angle* 20°. Resultan maksimum pada respon lateral dan respon torsional berturut-turut sebesar $1,96 \times 10^{-6}$ m dengan sudut tangensial 45,40 (kuadran I) dan $2,22 \times 10^{-6}$ rad pada turbin ujung bebas.

Kata kunci: *Cantilever shaft, Finite element, Matriks massa non konsisten, Vibrasi lateral dan torsional*

LATERAL AND TORSIONAL VIBRATION RESPONSES OF DARRIEUS FLAPPED-BLADE VERTICAL AXIS RIVER TURBINE SHAFT

Name of Student : ***Harish Adiyat***
NRP : ***2411100112***
Department : ***Engineering Physics FTI-ITS***
Supervisor : ***Ir. Yerri Susatio, MT.***
Dr. Ridho Hantoro, ST, MT

ABSTRACT

The vibration characteristics and responses on Darrieus flapped-blade vertical axis river turbine shaft have been simulated based on cantilever beam type. Finite element method is used in simulation with various non consistent mass matrices, river current variation and pitch angle variation. The mass matrices are obtain as a linear combination between lumped mass matrices consistent mass matrice. The portion of non consistent matrices are started from full lumped mass matrices through full consistent mass matrices which is defined by constraint α for lumped mass and β for consistent mass. Shaft of vertical turbine which has three blades as producer of hydrodynamic force from river current is divided into ten elements in finite element simulation. The natural frequency, lateral dan torsion responses are the main purpose in this study. Based on simulation, the minimum natural frequency 188,5 rad/s at first mode on free-fixed cantilever shaft with full lumped mass variation while the angular frequency 8,09 rad/s at 1,15 m/s river current and pitch angle 20° . The maximum resultant of lateral response and torsion response obtained were $1,96 \times 10^{-6}$ m with tangential angle of $45,40$ (quadrant I) and $2,22 \times 10^{-6}$ rad, respectively, for free-fixed cantilever shaft.

Keywords: Cantilever shaft, Finite element, Non cosistent mass matrices, Leteral-Torsion vibration

KATA PENGANTAR

Puji syukur kehadiran Allah SWT. yang telah melimpahkan Rahmat dan Karunia-Nya sehingga penulis dapat menyelesaikan laporan Tugas Akhir yang berjudul:

**“Respon Getaran Lateral dan Torsional Pada Poros
Turbin Sumbu Vertikal Arus Sungai Tipe *Darrieus Flapped
Blade*”**

Pada kesempatan ini, penulis juga menyampaikan terima kasih sebesar-besarnya kepada seluruh pihak yang turut membantu dalam pelaksanaan Tugas Akhir sampai penyelesaian laporan ini, yaitu:

1. Kedua orang tua, kakak serta adik yang telah memberikan perhatian, doa, dan dukungan moriil maupun materiil.
2. Dr. Ir. Totok Soehartanto, DEA selaku Ketua Jurusan Teknik Fisika ITS.
3. Ir. Yerri Susatio, MT. dan Dr. Ridho Hantoro, ST, MT. selaku dosen pembimbing yang senantiasa memberikan motivasi, bimbingan dan arahan dalam menyelesaikan Tugas Akhir ini.
4. Dr.Eng. Dhany Arifianto, ST, M.Eng. selaku Kepala Laboratorium Rekayasa Vibrasi dan Akustik.
5. Agus Muhamad Hatta, ST, M.Si, Ph.D selaku dosen wali penulis.
6. Bapak dan Ibu dosen Teknik Fisika yang telah memberikan ilmu selama kuliah.
7. Serta teman-teman 2011 yang tidak bisa penulis sebutkan satu per satu.

Penulis menyadari bahwa penulisan laporan Tugas Akhir ini tidaklah sempurna. Oleh karena itu sangat diharapkan kritik dan saran yang membangun dari semua pihak sehingga mencapai sesuatu yang lebih baik lagi. Penulis juga berharap semoga laporan ini dapat menambah wawasan yang bermanfaat bagi pembacanya.

Surabaya, 6 Juli 2015

Penulis

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL.....	I
LEMBAR PENGESAHAN.....	V
LEMBAR PENGESAHAN.....	VII
ABSTRAK.....	IX
ABSTRACT.....	XI
KATA PENGANTAR.....	XIII
DAFTAR ISI.....	XV
DAFTAR GAMBAR.....	XIX
DAFTAR TABEL.....	XXI
BAB I.....	1
PENDAHULUAN.....	1
1.1 LATAR BELAKANG.....	1
1.2 RUMUSAN MASALAH.....	2
1.2 TUJUAN.....	2
1.3 BATASAN MASALAH.....	2
1.5 SISTEMATIKA LAPORAN.....	3
BAB II.....	5
DASAR TEORI.....	5
2.1 TURBIN SUMBU VERTIKAL ARUS SUNGAI.....	5
2.2 TURBIN DARRIEUS.....	5
2.3 MEKANISME FIXED-PITCH DAN PASSIVE PITCH.....	6
2.4 VIBRASI.....	7
2.5 MODEL N-ELEMEN CANTILEVER BEAM.....	7
2.6 MATRIKS ELEMEN MASSA.....	8
2.6.1 Matriks Massa Tergumpal-Konsisten.....	10
2.6.2 Matriks Elemen Kekakuan.....	11
2.7 ELEMEN REDAMAN.....	12
2.8 FREKUENSI NATURAL DAN MODE SHAPE.....	13
2.9 DERET FOURIER.....	14
BAB III.....	17
METODOLOGI PENELITIAN.....	17
3.1 STUDI LITERATUR.....	18
3.2 PENGUMPULAN DATA.....	18
3.3 PEMODELAN MATEMATIKA.....	19
3.4 PENENTUAN PARAMETER SISTEM.....	21
3.4.1 PARAMETER SISTEM TURBIN.....	21

3.4.2	PARAMETER PENGANGGU	23
3.5	PENENTUAN FREKUENSI NATURAL DAN <i>MODE SHAPE</i>	25
3.6	PEMBAGIAN ELEMEN	26
3.7	SIMULASI RESPON GETARAN.....	26
3.8	ANALISIS DATA	26
ANALISIS DATA DAN PEMBAHASAN.....		27
4.1	FREKUENSI NATURAL	27
4.1.1	Frekuensi Natural Pada Setiap Kombinasi Matriks Massa.....	27
4.1.2	Frekuensi Natural Pada Model Massa Tergumpal.....	28
4.1.3	Frekuensi Natural Pada Model Massa Konsisten	29
4.1.4	Frekuensi Natural Pada Model Massa Tergumpal-Konsisten	31
4.2	MODE SHAPE	33
4.2.1	<i>Mode Shape</i> Pada Model Massa Tergumpal	33
4.2.2	<i>Mode Shape</i> Pada Model Massa Konsisten	34
4.3	RESPON VIBRASI.....	34
4.3.1	Respon Vibrasi Terhadap Variasi Pada Kecepatan Arus Sungai	40
4.3.2	Respon Vibrasi Terhadap Variasi Pada <i>Pitch Angle</i>	45
4.3.3	Respon Vibrasi Terhadap Variasi Porsi Matriks Massa	50
4.4	PEMBAHASAN	55
4.4.1	Pengaruh Porsi Matriks Massa Terhadap Frekuensi Natural	55
4.4.2	Perbandingan Frekuensi Natural dan Frekuensi Kerja	56
4.4.3	Pengaruh Frekuensi Natural Terhadap Respon Turbin	57
4.4.4	Pengaruh Variasi Pada Kecepatan Arus Sungai Terhadap Respon Vibrasi	58
4.4.5	Pengaruh Variasi Pada <i>Pitch Angle</i> Terhadap Respon Vibrasi	59
4.4.6	Pengaruh Variasi Porsi Matriks Massa Terhadap Respon Vibrasi	60
4.4.7	Pengaruh Mekanisme <i>Flapped blade</i> dan <i>Fixed Blade</i> Terhadap Frekuensi Natural dan Respon Vibrasi.....	61

BAB V.....	63
KESIMPULAN DAN SARAN.....	63
5.1 KESIMPULAN.....	63
5.2 SARAN.....	63
DAFTAR PUSTAKA.....	65
LAMPIRAN.....	67

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Nilai α dan β matriks non konsisten [7].....	10
Tabel 3.1 Data torsi dan RPM turbin <i>pitch angle</i> 10°.....	16
Tabel 3.1 Data torsi dan RPM turbin <i>pitch angle</i> 20°.....	16
Tabel 3.3 Parameter massa sistem turbin ujung terikat	20
Tabel 3.4 Parameter massa sistem turbin ujung bebas	20
Tabel 3.5 Parameter kekakuan sistem turbin ujung terikat.....	21
Tabel 3.6 Parameter kekakuan sistem turbin ujung bebas	21
Tabel 3.7 Parameter redaman sistem turbin ujung terikat dan ujung bebas.....	21
Tabel 3.8 Koefisien gaya F_x pada <i>pitch angle</i> 10°	23
Tabel 3.9 Koefisien gaya F_y pada <i>pitch angle</i> 10°	23
Tabel 3.10 Koefisien gaya L_t pada <i>pitch angle</i> 10°.....	24
Tabel 4.1 Frekuensi natural pada mode 1 dan 2 ujung terikat....	27
Tabel 4.2 Frekuensi natural pada mode 1 dan 2 ujung bebas	28
Tabel 4.3 Frekuensi natural turbin massa tergumpal ujung bebas	29
Tabel 4.4 Frekuensi natural turbin massa konsisten ujung terikat	30
Tabel 4.5 Frekuensi natural turbin massa konsisten ($\beta = 100\%$) ujung bebas.....	30
Tabel 4.6 Frekuensi natural turbin massa tergumpal-konsisten ($\beta = 100\%$) ujung terikat	31
Tabel 4.7 Frekuensi natural turbin massa tergumpal-konsisten ($\beta = 100\%$) ujung bebas	32
Tabel 4.8 Frekuensi kerja turbin (<i>pitch angle</i> 10°).....	32
Tabel 4.9 Frekuensi kerja turbin (<i>pitch angle</i> 20°).....	33

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2. 1 Jenis turbin vertikal arus sungai [10].	5
Gambar 2. 2 Mekanisme passive-pitch pada turbin sumbu vertikal [8]	5
Gambar 2. 3 Cantilever beam 2-elemen dan dof nya [8].	7
Gambar 2. 4 Derajat kebebasan matriks massa konsisten [8].	10
Gambar 2. 5. Derajat kebebasan matriks kekakuan [8].	12
Gambar 2. 6 Translasi damper	12
Gambar 2. 7 Rotasi damper	13
 Gambar 3. 1 Flowchart pengerjaan tugas akhir	 17
Gambar 3. 2 Turbin sumbu vertikal arus sungai tipe Darrieus Flapped Blade. [6]	19
Gambar 3. 3 Model fisis Turbin vertikal arus sungai tipe Darrieus Flapped Blade. [7]	20
Gambar 3. 4 Arah respon lateral poros turbin akibat gaya eksitasi arah-x dan arah-y . [9]	24
 Gambar 4. 1 Mode shape model massa tergumpal (a) mode 1 dan (b) mode 2	 33
Gambar 4. 2. Mode shape model massa konsisten (a) mode 1 dan (b) mode 2	34
Gambar 4. 3 Respon lateral node ke-3 akibat Fx kecepatan 0,67 m/s (pitch angle 10°)	35
Gambar 4. 4 Respon lateral node ke-3 akibat Fy kecepatan 0,67 m/s (pitch angle 10°)	36
Gambar 4. 5 Resultan respon lateral node ke-3 kecepatan 0,67 m/s (pitch angle 10°) ujung terikat	37
Gambar 4. 6 Resultan respon lateral node ke-3 kecepatan 0,67 m/s (pitch angle 10°) ujung bebas	38
Gambar 4. 7 Respon vibrasi akibat gaya torsi kecepatan 0,67 m/s (pitch angle 10°)	39
Gambar 4. 8 Respon lateral node ke-3 akibat Fx kecepatan 1,15 m/s (pitch angle 10°)	40
Gambar 4. 9 Respon lateral node ke-3 akibat Fy kecepatan 1,15 m/s (pitch angle 10°)	41

Gambar 4. 10 Resultan respon lateral node ke-3 kecepatan 1,15 m/s (pitch angle 10°) ujung terikat	42
Gambar 4. 11 Resultan respon lateral node ke-3 kecepatan 1,15 m/s (pitch angle 10°) ujung bebas	43
Gambar 4. 12 Respon vibrasi akibat gaya torsi kecepatan 1,15 m/s (pitch angle 20°)	44
Gambar 4. 13 Respon lateral node ke-3 akibat Fx kecepatan 1,15 m/s (pitch angle 20°).....	45
Gambar 4. 14 Respon lateral node ke-3 akibat Fy kecepatan 1,15 m/s (pitch angle 20°).....	46
Gambar 4. 15 Resultan respon lateral pada node ke-3 kecepatan 1,15 m/s (pitch angle 20°) ujung terikat	47
Gambar 4. 16 Resultan respon lateral pada node ke-3 kecepatan 1,15 m/s (pitch angle 20°) ujung bebas	48
Gambar 4. 17 Respon vibrasi akibat gaya torsi kecepatan 1,15 m/s (pitch angle 20°)	49
Gambar 4. 18 Respon lateral node ke-3 akibat Fx kecepatan 1,15 m/s (pitch angle 20°) pada ($\alpha = 0$ $\beta = 100\%$)	50
Gambar 4. 19 Respon lateral node ke-3 akibat Fy kecepatan 1,15 m/s (pitch angle 20°) pada ($\alpha = 0$ $\beta = 100\%$)	51
Gambar 4. 20 Resultan respon lateral pada node ke-3 kecepatan 1,15 m/s (pitch angle 20°) pada ($\alpha = 0$ $\beta = 100\%$) ujung terikat	52
Gambar 4. 21 Resultan respon lateral pada node ke-3 kecepatan 1,15 m/s (pitch angle 20°) pada ($\alpha = 0$ $\beta = 100\%$) ujung bebas	53
Gambar 4. 22 Respon vibrasi akibat gaya torsi kecepatan 1,15 m/s (pitch angle 20°) pada ($\alpha = 0$ $\beta = 100\%$)	54

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Berbagai cara terus dilakukan untuk mengembangkan energi alternatif. Menurut studi *Nippon Koei* pada tahun 2011, potensi tenaga air di Indonesia untuk pembangkit listrik tenaga arus laut maupun arus sungai sebesar 500 MW [1]. Pembangkit listrik tenaga arus sungai mengacu pada pembangkit listrik dengan skala di bawah 100 KW [2]. Banyak daerah pedesaan di Indonesia yang dekat dengan aliran sungai yang memadai untuk pembangkit listrik pada skala yang demikian.

Kajian mengenai perkembangan PLMTH tidak lepas dari berbagai macam model turbin. Turbin merupakan salah satu dari tiga komponen utama PLTMH selain air dan generator. Salah satu yang bisa digunakan pada pemanfaatan arus sungai adalah turbin sumbu vertikal jenis *darrieus* [3]. Diketahui bahwa model turbin sumbu vertikal khususnya tipe *darrieus* memiliki kelebihan pada sisi desain yang sederhana dan *cost* pembuatan yang lebih murah dibanding turbin sumbu horizontal. Sedangkan kelemahan turbin *darrieus* adalah *self-starting* memakan waktu relatif lama sehingga mengakibatkan patah pada *blade* dan getaran yang terjadi akibat putaran turbin *darrieus* ini cukup tinggi [4].

Telah banyak dilakukan studi yang berkaitan dengan karakteristik getaran pada turbin vertikal. Aminuddin [5] meneliti pada poros turbin sumbu vertikal jenis *squirrel cage-darrieus* dengan tipe *straight blade*. Digunakan distribusi massa tergumpal pada model matematika persamaan gerak turbin ini untuk mendapatkan frekuensi natural serta respon getaran yang berupa nilai simpangan lateral dan torsional. Sementara Qosim [6] juga melakukan analisis respon serupa pada poros turbin sumbu vertikal jenis *savonius* tipe U. Pada dasarnya, kedua penelitian tersebut memiliki model distribusi massa yang sama. Perbedaan kedua penelitian tersebut adalah diberikan berbagai variasi untuk mendapatkan simpangan yang terkecil pada turbin jenis *savonius* tipe U, variasi tersebut berupa ukuran pada poros dan kaki turbin serta material yang digunakan.

Telah diketahui variasi matriks massa yang nonkonsisten telah digunakan sebagai pendekatan untuk mendapatkan frekuensi natural

yang lebih akurat pada *eigenproblem* [7]. Pada tugas akhir ini, peneliti akan menganalisis getaran mekanik pada poros turbin vertikal tipe *darrieus flapped blade* dengan memperhitungkan model massa nonkonsisten atau kombinasi linier antara massa tergumpal dan massa konsisten pada distribusi matriks massa.

1.2 Rumusan Masalah

Berdasarkan latar belakang yang telah disampaikan maka permasalahan pada tugas akhir ini adalah sebagai berikut :

1. Bagaimana mendapatkan pemodelan matematika dari analisis getaran lateral dan torsional poros pada turbin sumbu vertikal arus sungai tipe *Darrieus flapped blade* .
2. Bagaimana menentukan frekuensi natural, *mode shape* dan respon getaran pada poros turbin sumbu vertikal arus sungai tipe *Darrieus flapped blade* .

1.2 Tujuan

Tujuan dari tugas akhir ini yaitu :

1. Mendapatkan pemodelan matematika dari analisis getaran lateral dan torsional pada poros turbin sumbu vertikal arus sungai tipe *Darrieus flapped blade*.
2. Dapat menentukan frekuensi natural, *mode shape* dan respon getaran pada poros turbin sumbu vertikal arus sungai tipe *Darrieus flapped blade* .

1.3 Batasan Masalah

Batasan masalah dalam tugas akhir ini yaitu:

1. Turbin sumbu vertikal yang ditinjau adalah tipe *Darrieus flapped blade* .
2. Kecepatan arus sungai yang ditinjau 0.6-1.15m/s .
3. Gaya luar yang digunakan merupakan hasil penelitian yang telah dilakukan oleh Susilo [4].
4. Respon getaran pada dari turbin sumbu vertikal ini adalah nilai resultan lateral dari simpangan arah (x) dan arah (y) dan nilai simpangan arah torsional (θ).

5. Pemodelan matematika dari turbin sumbu vertikal menggunakan 4 DOF tiap elemen dengan kombinasi antara massa terdistribusi dan massa konsisten.

1.5 Sistematika Laporan

Laporan tugas akhir ini disusun dengan sistematika sebagai berikut:

BAB I PENDAHULUAN

Berisi tentang latar belakang dilakukannya penelitian, permasalahan yang diangkat dalam penelitian, tujuan yang hendak dicapai dalam penelitian, batasan masalah, serta sistematika laporan penelitian.

BAB II DASAR TEORI

Berisi teori-teori yang berhubungan dengan konsep turbin sumbu vertikal arus sungai, turbin *darrieus*, mekanisme *fixed-pitch* dan *passive pitch*, vibrasi, derajat kebebasan, matriks massa, matriks kekakuan, frekuensi natural, *mode shape* dan deret *fourier*.

BAB III METODOLOGI

Berisi metode yang digunakan dalam pengerjaan tugas akhir, serta penjelasan mengenai cara pengolahan data.

BAB IV ANALISIS DATA DAN PEMBAHASAN

Berisi penjabaran hasil pengolahan data, serta analisisnya.

BAB V KESIMPULAN DAN SARAN

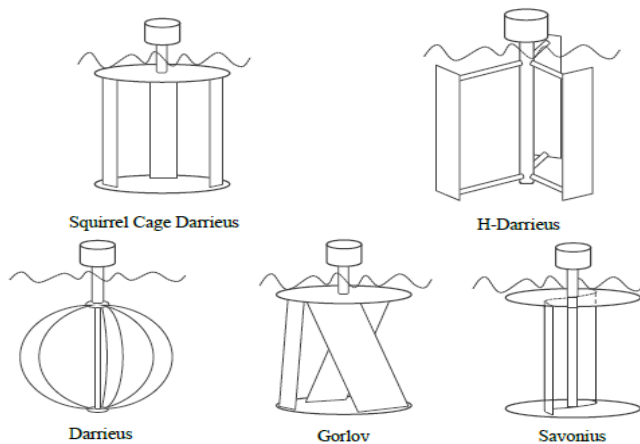
Berisi kesimpulan dari tugas akhir yang dilakukan serta saran-saran yang perlu dilakukan sebagai tindak lanjut penelitian untuk permasalahan yang relevan.

Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB II DASAR TEORI

2.1 Turbin Sumbu Vertikal Arus Sungai

Turbin sumbu vertikal arus sungai menghasilkan energi kinetik tanpa menggunakan dam dan biasanya digunakan pada sungai yang memiliki perbedaan kemiringan tanah yang relatif kecil. Energi yang dihasilkan dari aliran air bergantung pada masa jenis fluida, perpotongan dari luasan dan kecepatan aliran [4]. Khan et. al. [3] mengklasifikasikan turbin sumbu vertikal ke dalam enam jenis yaitu : *squirrel cage darrieus (straight blade)*, *H-darrieus (flapped blade)*, *darrieus (curved blade)*, *gorlov (helical blade)* dan *savonius (straight/skewed)*.



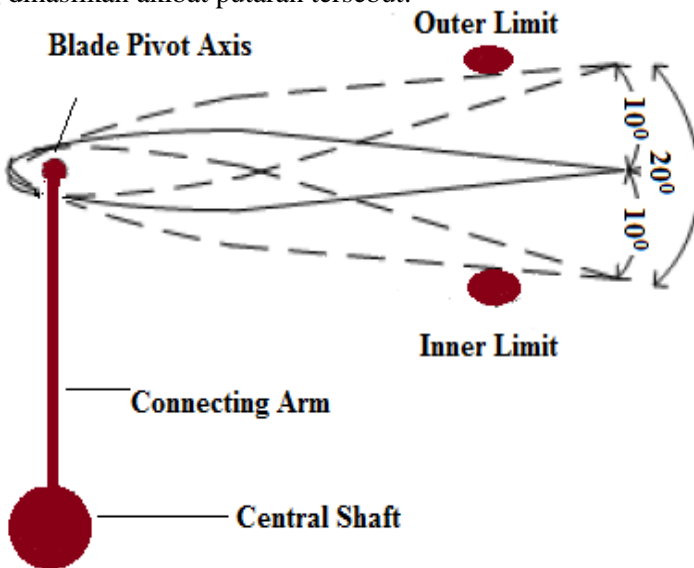
Gambar 2. 1 Jenis turbin vertikal aksis arus sungai [10].

2.2 Turbin Darrieus

Aeronautical engineer asal perancis bernama Georges Jean Marie Darrieus menemukan turbin *Darrieus* pada tahun 1931. Pada dasarnya turbin *Darrieus* yang telah dikembangkan oleh Georges Jean Marie ini memiliki beberapa keunggulan, diantaranya mampu beroperasi pada kecepatan aliran yang relatif rendah [4].

2.3 Mekanisme Fixed-Pitch dan Passive Pitch

Turbin arus sungai jenis *Darrieus* memiliki kelemahan dalam hal *self-start* yang lama serta torsi yang dihasilkannya rendah. Perkembangan teknologi turbin arus sungai jenis *Darrieus* berawal dari jenis *blade* yang dibuat *fixed* atau tetap, akan tetapi jenis *blade* yang seperti ini dapat membuat turbin *stall* pada saat mulai berputar, selanjutnya mulai berkembang suatu mekanisme yang digunakan untuk mengendalikan sudut serang pada *blade* turbin tersebut, pengendalian sudut serang ini dapat diartikan sebagai mekanisme *passive-pitch* [4]. Mekanisme *passive-pitch* atau dalam arti fisisnya adalah pergerakan *flapping* dari *blade* turbin bertujuan agar *blade* turbin dapat bergerak bebas dengan sudut serang yang dibatasi. Komponen yang membatasi pergerakan *blade* tersebut adalah sebuah *stopper* pada *blade pivot axis*. Modifikasi mekanisme *fixed-pitch* menjadi *passive-pitch* bertujuan, agar turbin dapat melakukan *self-start* yang cepat pada kecepatan aliran sungai yang rendah dan untuk menaikkan gaya angkat dan torsi yang dihasilkan akibat putaran tersebut.



Gambar 2. 2 Mekanisme passive-pitch pada turbin sumbu vertikal [8].

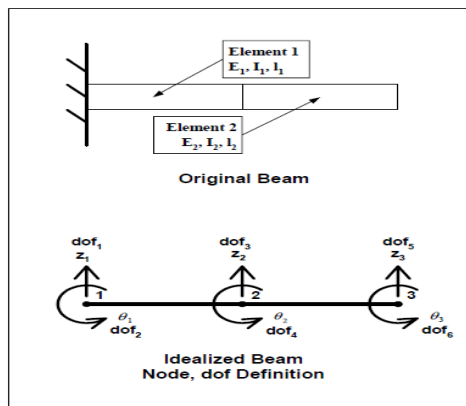
2.4 Vibrasi

Vibrasi adalah osilasi dari sistem mekanik atau struktural terhadap posisi kesetimbangan [7]. Berdasarkan energi yang tersimpan didalam sistem mekanik, terdapat vibrasi bebas dan vibrasi paksa. Vibrasi bebas adalah respon natural dari sebuah struktur yang disebabkan oleh energi yang terkandung didalamnya. Sedangkan vibrasi paksa adalah respon dari sebuah struktur disebabkan oleh gaya eksitasi dari luar yang bekerja pada frekuensi tertentu.

Terdapat tiga elemen dasar pada sistem vibrasi mekanik yaitu elemen penyimpanan energi kinetik (*mass* atau *inertia*), elemen penyimpanan energi potensial (*spring*) dan elemen energi dissipasi (*dampers*). Pada vibrasi struktur dalam hal ini metode elemen hingga, ketiga elemen tersebut dapat direpresentasikan pada sebuah sistem matriks yang mewakili elemen massa maupun kekakuan dari sistem tersebut.

2.5 Model n-Elemen Cantilever Beam

Dalam analisa metode elemen hingga, analogi *cantilever beam* sering digunakan untuk memodelkan dinamika struktur sebuah benda. Berikut adalah gambar model dan derajat kebebasan sebuah *beam* :



Gambar 2. 3 Cantilever beam 2-elemen dan dof nya [8].

Pada Gambar 2.3, Banyaknya derajat kebebasan bergantung pada banyaknya elemen dan node yang ada pada sebuah benda. Derajat kebebasan tersebut dapat dituliskan kedalam sebuah matriks global massa dan matriks massa kekakuan yang mewakili gerak translasi dan rotasi dari benda tersebut.

Untuk membuat matriks global pada Gambar 2.2, dimulai dengan penentuan. matriks nol 6×6 baik pada elemen massa maupun elemen kekakuan.

$$[M] \text{ atau } [K] = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} l \text{ node } 1 \\ \theta \text{ node } 1 \\ l \text{ node } 2 \\ \theta \text{ node } 2 \\ l \text{ node } 3 \\ \theta \text{ node } 3 \end{bmatrix} \quad (2.1)$$

l adalah gerak translasi dan θ adalah gerak rotasi pada *cantilever beam*. Matriks diatas akan diisi oleh matriks elemen baik massa maupun kekakuan. Semakin banyak elemen, semakin besar $n \times n$.

2.6 Matriks Elemen Massa

Untuk memodelkan sebuah poros yang dianalogikan sebagai *beam*, maka dibutuhkan matriks massa. Pada elemen hingga pada beban *beam*, formulasi matriks massa pada dinamika struktur adalah sebagai berikut :

1. Matriks elemen massa tergumpal (*lumped*), gerakan translasi :

$$[M_L] = \frac{mL}{420} \begin{bmatrix} 210 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 210 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (2.2)$$

Dimana m adalah massa dan L adalah panjang beban *beam*.

Berikut matriks global elemen massa gerakan translasi jika *beam* dibagi dua elemen :

$$[M_L] = \frac{mL}{420} \begin{bmatrix} 210 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & (210 + 210) & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 210 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (2.3)$$

2. Matriks elemen massa tergroupal (*lumped*), gerakan translasi dan rotasi :

$$[M_L] = \frac{mL}{420} \begin{bmatrix} 210 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 17,5L^2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 210 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 17,5L^2 \end{bmatrix} \quad (2.4)$$

Berikut matriks global elemen massa tergroupal dengan gerakan translasi dan rotasi jika *beam* dibagi dua elemen :

$$[M_L] = \frac{mL}{420} \begin{bmatrix} 210 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 17,5L^2 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & (210 + 210) & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & (17,5L^2 + 17,5L^2) & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 210 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (2.5)$$

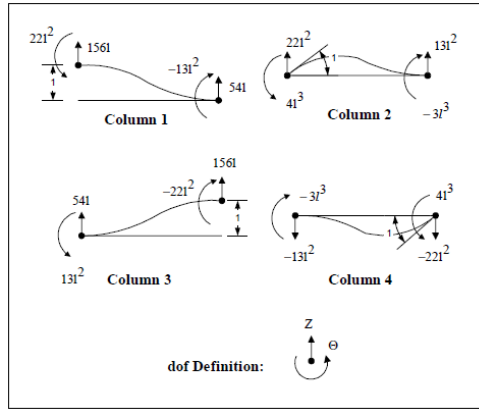
3. Matriks elemen massa konsisten (*consistent*), efek distribusi massa :

$$[M_c] = \frac{mL}{420} \begin{bmatrix} 156 & -22L & 54 & 13L \\ -22L & 4L^2 & -13L & -3L^2 \\ 54 & -13L & 156 & 22L \\ 13L & -3L^2 & 22L & 4L^2 \end{bmatrix} \quad (2.6)$$

Berikut matriks global elemen massa konsisten, efek distribusi massa jika *beam* dibagi dua elemen :

$$[M_L] = \frac{mL}{420} \begin{bmatrix} 156 & -22L & 54 & 13L & 0 & 0 \\ -22L & 4L^2 & -13L & -3L^2 & 0 & 0 \\ 54 & -13L & (156 + 156) & (-22L + 22L) & 54 & 13L \\ 13L & -3L^2 & (-22L + 22L) & (4L^2 + 4L^2) & -13L & -3L^2 \\ 0 & 0 & 54 & -13L & 210 & 22L \\ 0 & 0 & 13L & -3L^2 & 22L & 4L^2 \end{bmatrix} \quad (2.7)$$

Berikut adalah gambar derajat kebebasan dari matriks massa konsisten :



Gambar 2. 4 Derajat kebebasan matriks massa konsisten [8].

2.6.1 Matriks Massa Tergumpal-Konsisten

Untuk mencari nilai frekuensi natural yang lebih akurat, maka dapat digunakan matriks massa non konsisten [5]. Matriks massa non konsisten adalah kombinasi linier antara matriks tergumpal dan konsisten. Dengan nilai α adalah porsi untuk matriks tergumpal dan β untuk matriks konsisten dalam kombinasi linier tersebut.

Berikut formulasi matriks non konsisten dengan kombinasi nilai α dan β terlampir pada Tabel 2.1

$$[M_{NC}] = \alpha[M_L] + \beta[M_C] \quad (2.8)$$

Tabel 2. 1 Nilai α dan β matriks non konsisten [7]

α (%)	β (%)
100,00	00,00
62,50	37,50
57,14	42,86
50,00	50,00
25,00	75,00
11,11	88,89
00,00	100,00

2.6.2 Matriks Elemen Kekakuan

Hukum *Hooke* pada dasarnya mendeskripsikan konstanta kekakuan pegas. Implementasi dari hukum *Hook* tersebut dapat definisikan dalam sebuah sistem matriks elemen kekakuan sebagai berikut :

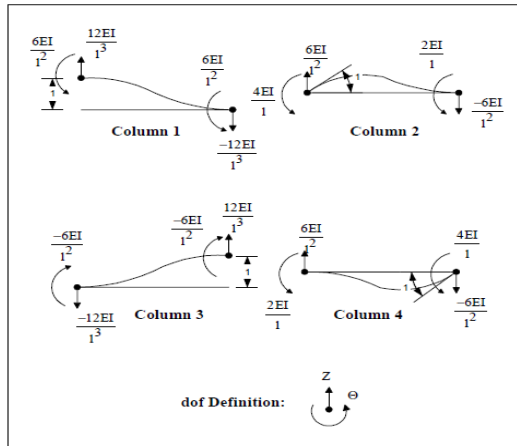
$$[K] = \frac{EI}{L^3} \begin{bmatrix} 12 & -6L & -12 & 6L \\ -6L & 4L^2 & -6L & 2L^2 \\ -12 & -6L & 12 & 6L \\ 6L & 2L^2 & 6L & 4L^2 \end{bmatrix} \quad (2.9)$$

Berikut matriks global elemen kekakuan jika *beam* dibagi dua elemen :

$$[K] = \frac{mL}{420} \begin{bmatrix} 12 & -6L & -12 & 6L & 0 & 0 \\ -6L & 4L^2 & -6L & -2L^2 & 0 & 0 \\ -12 & -6L & (12 + 12) & (-6L + 6L) & -12 & 6L \\ 6L & 2L^2 & (-6L + 6L) & (-4L^2 + 4L^2) & -6L & 2L^2 \\ 0 & 0 & -12 & -6L & 12 & 6L \\ 0 & 0 & 6L & 2L^2 & 6L & 4L^2 \end{bmatrix} \quad (2.10)$$

Dimana E adalah nilai konstanta kekakuan, I adalah nilai momen inersia dan L adalah panjang dari beban *beam*

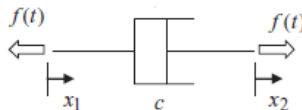
Berikut adalah gambar derajat kebebasan dari matriks kekakuan :



Gambar 2. 5 Derajat kebebasan matriks kekakuan [8].

2.7 Elemen Redaman

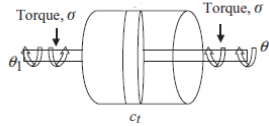
Mekanisme dimana energi vibrasi dikonversikan menjadi panas atau suara dikenal sebagai *damping* atau redaman. *Viscous damping* adalah elemen yang paling banyak digunakan dalam analisa vibrasi [5]. Ketika suatu sistem mekanik bergetar pada medium fluida seperti udara, gas, air atau oli terjadi resistansi terhadap benda yang bergerak dikarenakan fluida tersebut. Konstanta *damping* dan unsur energi disipasi pada sebuah elemen direpresentasikan dengan dua jenis gerakan. Yaitu gerakan translasi dan rotasi.



Gambar 2. 6 Translasi damper

Berdasarkan gambar 2.6 untuk gerakan yang murni translasi gaya dampingnya adalah :

$$f(t) = c(x_2(t) - x_1(t)) \quad (2.11)$$



Gambar 2. 7 Rotasi damper

Berdasarkan gambar 2.7 untuk gerakan yang murni rotasi gaya dampingnya adalah :

$$\sigma(t) = c_t(\theta_2(t) - \theta_1(t)) \quad (2.12)$$

2.8 Frekuensi Natural dan Mode Shape

Langkah awal untuk menganalisis respon getaran biasanya adalah menentukan frekuensi natural dan *mode shape*. Hasil tersebut menunjukkan sifat dasar dari dinamika suatu struktur. Frekuensi natural adalah frekuensi pada sebuah benda pada saat mengalami getaran bebas atau saat dimana benda tersebut tidak dikenai sumber dari luar. Sedangkan *mode shape* adalah perubahan bentuk (*deformed shape*) dari struktur pada frekuensi natural tertentu. Berikut perhitungan frekuensi natural dan *mode shape* dari persamaan getaran bebas tak teredam :

$$[M][\ddot{u}] + [K][u] = 0 \quad (2.13)$$

Dimana $[M]$ dan $[K]$ berturut-turut adalah matriks massa dan matriks kekakuan. Diasumsikan $[u]$ merupakan solusi yang harmonis dalam bentuk :

$$\{u\} = \{\psi\} \sin wt \quad (2.14)$$

Dimana $\{\psi\}$ adalah eigenfaktor atau *mode shape* dan w adalah frekuensi natural. Sehingga persamaannya menjadi :

$$([K] - w^2[M]\{\psi\})=0 \quad (2.15)$$

Untuk mencari frekuensi natural maka ditentukan determinan dari persamaan (2.15)

$$\det([K] - w^2[M]) = 0 \quad (2.16)$$

Persamaan (2.16) juga dapat ditulis sebagai berikut

$$[K - w_i^2 M]\{\psi_i\} = 0 \quad (2.17)$$

$i = 1, 2, 3, \dots$

Sehingga frekuensi natural ke- i nya adalah

$$f_i = \frac{w_i}{2\pi} \quad (2.18)$$

Lalu hubungan simpangan dengan *mode shape* nya adalah

$$\{u\} = \sum_i \{\psi_i\} \xi_i \quad (2.19)$$

Dimana $\{u\}$ vektor simpangan, $\{\psi_i\}$ *mode shape* ke- i dan ξ_i adalah modal simpangan ke- i

2.9 Deret Fourier

Menurut Edminister [9], Setiap bentuk gelombang periodik seperti $f(t) = f(t + T)$ dimana $f(t)$ adalah fungsi waktu T adalah periode, gelombang tersebut dapat dinyatakan dengan seduah deret fourier asalkan memenuhi syarat-syarat *dirichlet*. Dinyatakan dengan :

$$f(t) = a_o + \sum_{n=1}^{\infty} [a_n \cos(nw_o t) + b_n \sin(nw_o t)] \quad (2.20)$$

Dimana rumus dari masing-masing koefisien deret *fourier* tersebut :

$$a_o = \frac{1}{T_o} \int_{-T_o/2}^{T_o/2} f(t) dt \quad (2.21)$$

$$a_n = \frac{2}{T_o} \int_{-T_o/2}^{T_o/2} f(t) \cos(nw_o t) dt ; n > 0 \quad (2.22)$$

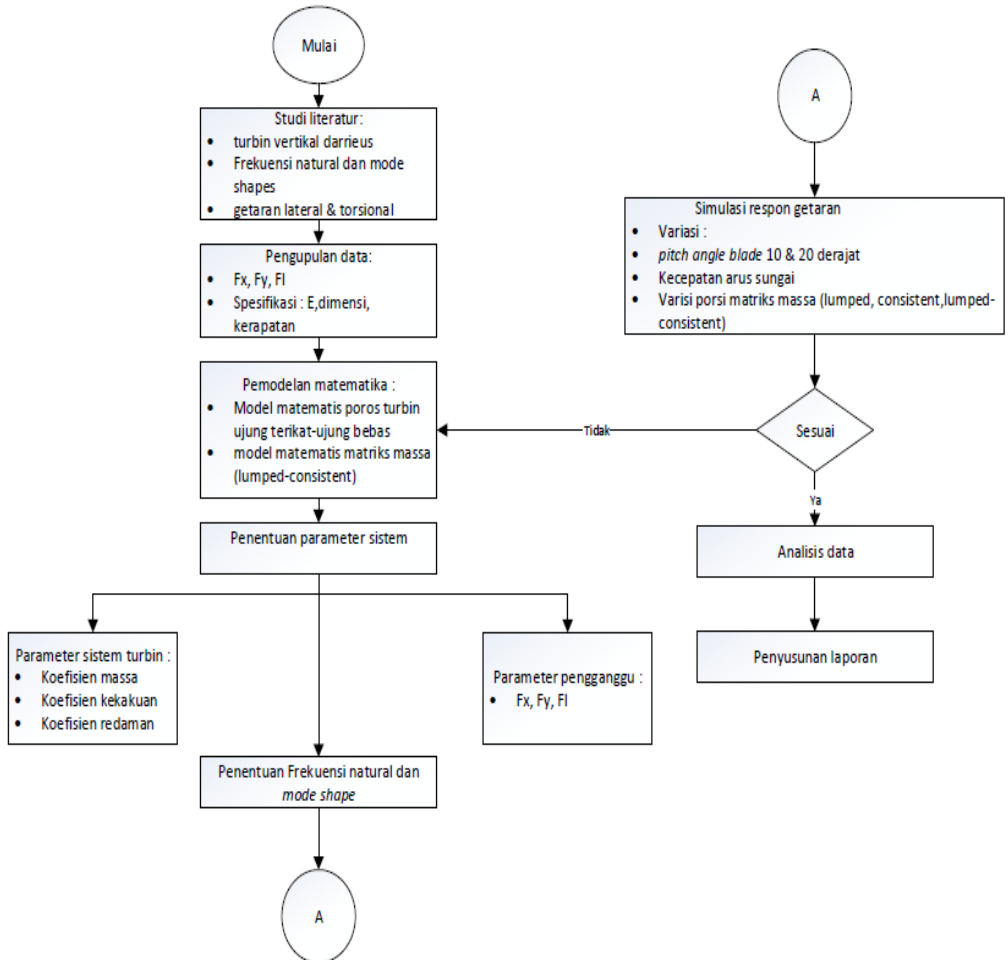
$$b_n = \frac{2}{T_o} \int_{-T_o/2}^{T_o/2} f(t) \sin(nw_o t) dt ; n > 0 \quad (2.23)$$

Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB III

METODOLOGI PENELITIAN

Tahapan dalam pengerjaan tugas akhir ini terdiri dari penentuan model matematika dan simulasi respon vibrasi poros turbin. Berikut alur penelitian seperti pada gambar 3.1.



Gambar 3. 1 Flowchart pengerjaan tugas akhir

3.1 Studi Literatur

Pemahaman mengenai literatur berupa vibrasi struktur, metode elemen hingga, frekuensi natural, *mode shape* serta respon vibrasi.

3.2 Pengumpulan Data

Data yang disimulasikan pada tugas akhir ini adalah data sekunder [4]. Data yang digunakan berupa fluktuasi gaya (F_x, F_y, F_l) turbin pada kecepatan 0,67 m/s, 0,72 m/s, 0,98 m/s dan 1,15 m/s dengan variasi sudut *pitch* 10° dan 20°. Fluktuasi gaya didapat dari data eksperimen yang berupa nilai RPM dan torsi turbin lalu disimulasikan menggunakan *CFD* untuk mendapatkan komponen fluktuasi gaya hidrodinamik yang mengenai ketiga *blade* dan poros.

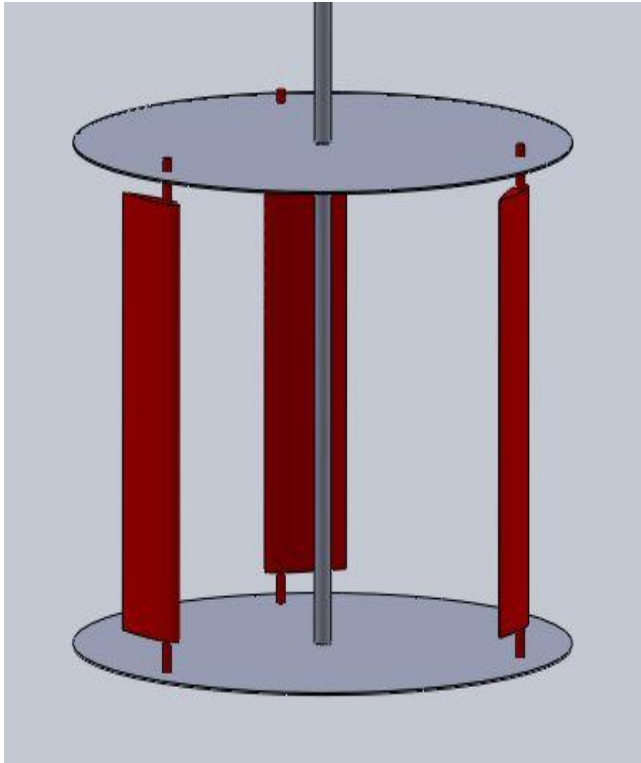
Tabel 3. 1 Data torsi dan RPM turbin pitch angle 10°.

Kecepatan (m/s)	Torsi (Nm)	Kecepatan Angular	
		RPM	Frekuensi Kerja (Rad/s)
0,67	11,13	38,18	3,99
0,72	11,26	43,79	4,58
0,98	13,60	47,89	5,01
1,15	14,03	53,26	5,57

Tabel 3. 2 Data torsi dan RPM turbin pada pitch angle 20°.

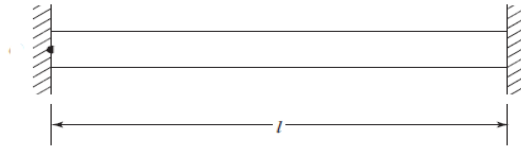
Kecepatan (m/s)	Torsi (Nm)	Kecepatan Angular	
		RPM	Frekuensi Kerja (Rad/s)
0,67	11,26	72,13	7,55
0,72	12,59	71,77	7,51
0,98	15,48	72,73	7,61
1,15	17,41	77,34	8,09

3.3 Pemodelan Matematika



Gambar 3. 2 Turbin sumbu vertikal arus sungai tipe Darrieus Flapped Blade. [4]

Dari geometri turbin pada Gambar 3.1 turbin tersebut dimodelkan sebagai sistem poros yang dibagi kedalam sepuluh elemen. Tiga *blade* atau *foil* yang mengakibatkan gaya luar pada poros menumpu pada poros di ujung atas (node ke-3) dan ujung bawah (node ke-9). Dengan panjang poros sebesar 1000 mm maka, setiap elemen memiliki panjang sebesar 100 mm. Untuk mendapatkan model matematikanya, maka turbin tersebut akan dianalogikan sebagai *cantilever beam* seperti dibawah (Gambar 3.2) dengan kedua ujung terikat.



Gambar 3. 3 Model fisis Turbin sumbu vertikal arus sungai tipe Darrieus Flapped Blade. [7]

Sehingga model matematika dari poros turbin tersebut adalah sebagai berikut :

$$[M_{NC}][\ddot{x}] + [C][\dot{x}] + [K][X] = [F] \quad (3.1)$$

Berdasarkan persamaan (2.8) bahwa matriks non konsisten adalah kombinasi linier antara matriks massa tergroupal dan matriks massa konsisten, serta dengan menentukan dof yang tidak aktif, maka persamaan (3.1) dapat ditulis

Ujung terikat:

$$\begin{aligned} & \left[\alpha \frac{ml}{420} \begin{bmatrix} 210 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 17,5l^2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 210 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 17,5l^2 \end{bmatrix} + \right. \\ & \beta \frac{ml}{420} \begin{bmatrix} 0 & -44l & 54 & -13l \\ -44l & 0 & 13l & -3l^2 \\ 54 & 13l & 156 & 22l^2 \\ -13l & -3l^2 & 22l^2 & 4l^2 \end{bmatrix} \left. \begin{bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{\theta} \\ \ddot{x} \\ \ddot{\theta} \end{bmatrix} + \right. \\ & \begin{bmatrix} C_l & 0 & 0 & 0 \\ 0 & C_t & 0 & 0 \\ 0 & 0 & C_l & 0 \\ 0 & 0 & 0 & C_t \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{x} \\ \dot{\theta} \\ \dot{x} \\ \dot{\theta} \end{bmatrix} + \frac{EI}{l^3} \begin{bmatrix} 0 & -12l & -12 & 6l \\ -12l & 0 & -6l & 2l^2 \\ -12 & -6l & 12 & 6l \\ 6l & 2l^2 & 6l & 4l^2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x \\ \theta \\ x \\ \theta \end{bmatrix} = \\ & \begin{bmatrix} F \\ L_t \\ F \\ L_t \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (3.2)$$

Ujung bebas :

$$\begin{aligned}
 & \left[\alpha \frac{ml}{420} \begin{bmatrix} 210 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 17,5l^2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 210 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 17,5l^2 \end{bmatrix} + \right. \\
 & \left. \beta \frac{ml}{420} \begin{bmatrix} 156 & -22l & 54 & -13l \\ -22l & 4l^2 & 13l & -3l^2 \\ 54 & 13l & 156 & 22l^2 \\ -13l & -3l^2 & 22l^2 & 4l^2 \end{bmatrix} \right] \begin{bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{\theta} \\ \ddot{x} \\ \ddot{\theta} \end{bmatrix} + \\
 & \begin{bmatrix} C_l & 0 & 0 & 0 \\ 0 & C_t & 0 & 0 \\ 0 & 0 & C_l & 0 \\ 0 & 0 & 0 & C_t \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{x} \\ \dot{\theta} \\ \dot{x} \\ \dot{\theta} \end{bmatrix} + \frac{EI}{l^3} \begin{bmatrix} 12 & -6l & -12 & 6l \\ -6l & 4l^2 & -6l & 2l^2 \\ -12 & -6l & 12 & 6l \\ 6l & 2l^2 & 6l & 4l^2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x \\ \theta \\ x \\ \theta \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F \\ L_t \\ F \\ L_t \end{bmatrix}
 \end{aligned}
 \tag{3.3}$$

Dengan x adalah respon lateral dan θ adalah respon torsional. Lalu nilai α dan β ditentukan berdasarkan Tabel 2.1. Karena simulasi tersebut menggunakan sepuluh elemen pembagi, maka untuk matriks global dari elemen massa, redaman dan kekakuan memiliki ruas $n \times n$ sebesar 22×22 .

3.4 Penentuan Parameter Sistem

Parameter pada turbin ini terbagi menjadi dua yaitu parameter sistem turbin yang berupa koefisien massa, redaman maupun kekakuan masing-masing node. Serta parameter pengganggu yang berupa fluktuasi gaya arah x , y dan torsional yang terlebih dahulu direpresentasikan ke dalam deret *fourier*.

3.4.1 Paramater Sistem Turbin

Terdiri dari massa lateral dan torsional, koefisien kekakuan lateral dan torsional serta koefisien redaman lateral dan torsional pada poros turbin. Berdasarkan distribusi persebaran massa maupun kekakuan yang didapat dari kedua matriks global tersebut, didapatkan nilai koefisien untuk massa pada lateral maupun torsional bernilai sama dikedua node.

Tabel 3. 3 Parameter massa sistem turbin ujung terikat

Perbandingan Matriks Massa (%)		Massa (Kg)			
α	β	Node ke-3		Node ke-9	
		Lateral	Torsional	Lateral	Torsional
100,00	00,00	inf	inf	inf	inf
62,50	37,50	0,2441	0,0611	0,2441	0.0611
57,14	42,86	0,2790	0,0706	0,279	0.0706
50,00	50,00	0,3255	0,0815	0,3255	0.0815
25,00	75,00	0,4885	0,1223	0,4885	0.1223
11,11	88,89	0,5787	0,1449	0,5787	0.1449
00,00	100,00	0,6510	0,1628	0,6510	0.1628

Tabel 3. 4 Parameter massa sistem turbin ujung bebas

Perbandingan Matriks Massa (%)		Massa (Kg)			
α	β	Node ke-3		Node ke-9	
		Lateral	Torsional	Lateral	Torsional
100,00	00,00	0,9	0,075	0,9	0,075
62,50	37,50	1,0221	0,0791	1,0221	0,0791
57,14	42,86	1,0395	0,0796	1,0395	0,0796
50,00	50,00	1,0628	0,0805	1,0628	0,0805
25,00	75,00	1,1443	0,0831	1,1443	0,0831
11,11	88,89	1,1893	0,0846	1,1893	0,0846
00,00	100,00	1,2255	0,1628	1,2255	0,1628

Untuk parameter kekakuan dan redaman, perbandingan matriks massa tidak berpengaruh.

Tabel 3. 5 Parameter kekakuan sistem turbin ujung terikat

Kekakuan			
Node ke-3		Node ke-9	
Lateral (Nm)	Torsional (N-m/rad)	Lateral (Nm)	Torsional (N-m/rad)
6408000	8544000	6408000	8544000

Tabel 3. 6 Parameter kekakuan sistem turbin ujung bebas

Kekakuan			
Node ke-3		Node ke-9	
Lateral (Nm)	Torsional (N-m/rad)	Lateral (Nm)	Torsional (N-m/rad)
3204000	7476000	3204000	7476000

Tabel 3. 7 Parameter redaman sistem turbin ujung terikat dan ujung bebas

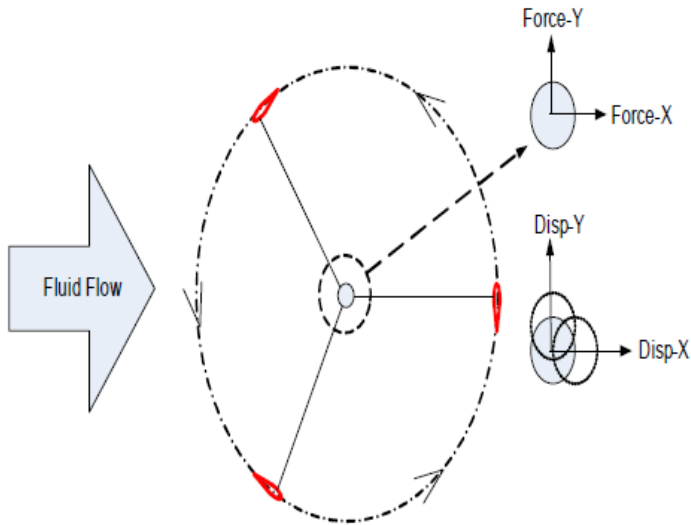
Redaman			
Node ke-3		Node ke-9	
Lateral (N.s/m)	Torsional (N.s.m/rad)	Lateral (N.s/m)	Torsional (N.s.m/rad)
0,000252475	0,000000025	0,000252475	0,000000025

3.4.2 Parameter Pengganggu

Parameter pengganggu berupa gaya eksitasi yang terbagi menjadi tiga, yaitu F_x , F_y dan F_t . Gaya eksitasi tersebut akan dicari fungsi waktunya dengan mengiterasi menggunakan deret *fourier*. Hasil iterasi gaya eksitasi tersebut adalah berupa koefisien deret *fourier* sampai dengan pangkat enam yang didapat dengan *Ms. Excel* berdasarkan data fluktuasi gaya hidrodinamik terhadap azimut.

Fluktuasi gaya hidrodinamik tersebut merupakan nilai gaya torsional dan gaya lateral yang didapat dari hasil *extract* komponen gaya pada tiap-tiap *blade* dan poros turbin oleh *software CFD*. Dari hasil *extract* komponen gaya pada tiap-tiap *blade* dan poros turbin tersebut, untuk mempermudah analisis maka gaya-gaya tersebut direpresentasikan dalam koordinat sumbu-x dan sumbu-y. Karena gaya tersebut merupakan besaran vektor, sehingga besaran fluktuasi tersebut juga berhubungan dengan arah aliran arus sungai serta pergerakan dari *blade* maupun poros. Gerakan dari poros tersebut lah yang merupakan respon lateral dan torsional. Gaya eksitasi berupa gaya hidrodinamik yang gaya ke arah sumbu-x, y dan torsi yang ditunjukkan pada Gambar 3.3 mengakibatkan poros

turbin tersebut mengalami simpangan lateral dan torsional pada node ke-3 dan node ke-9 dari poros.



Tabel 3. 8 Koefisien gaya F_x pada pitch angle 10° .

Kecepatan (m/s)	a_0	a_1	b_1	a_2	b_2	a_3
0.67	55,93	3,92	1,07	0,42	-5,72	0,59
0.72	65,28	10,92	0,12	0,12	-6,55	-1,72
0.98	98,95	6,84	-0,62	-1,60	-10,03	-1,77
1.15	98,44	6,72	0,83	1,24	-10,15	0,93

Tabel 3. 9 Koefisien gaya F_y pada pitch angle 10° .

Kecepatan (m/s)	a_0	a_1	b_1	a_2	b_2	a_3
0.67	-9.34	3,49	1,60	4,11	-3,90	-0,10
0.72	-10.96	2,91	0,82	4,43	-4,69	0,59
0.98	-17.54	7,44	-1,49	2,40	-10,06	-2,09
1.15	-18.93	6,67	1,28	7,97	-7,73	-0,01

Tabel 3. 10 Koefisien gaya L_t pada pitch angle 10°

Kecepatan (m/s)	a_0	a_1	b_1	a_2	b_2	a_3
0.67	- 24.09	0.57	1,60	-0.09	-1.58	-0.19
0.72	26.95	2.24	0,82	0.03	-1.43	-0.93
0.98	30.37	-0.83	-1,49	-0.60	-0.95	-3.06
1.15	31.03	-0.50	1,28	0.37	-0.78	-3.08

3.5 Penentuan Frekuensi Natural dan *Mode Shape*

Frekuensi natural *mode shape* ditentukan dengan mencari nilai matriks *eigenvectors* dari model matematika getaran bebas. Berikut persamaan untuk mencari frekuensi natural

Ujung terikat :

$$\begin{aligned}
 & \alpha \frac{ml}{420} \begin{bmatrix} 210 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 17,5l^2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 210 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 17,5l^2 \end{bmatrix} + \\
 & \beta \frac{ml}{420} \begin{bmatrix} 0 & -44l & 54 & -13l \\ -44l & 0 & 13l & -3l^2 \\ 54 & 13l & 156 & 22l^2 \\ -13l & -3l^2 & 22l^2 & 4l^2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{\theta} \\ \ddot{x} \\ \ddot{\theta} \end{bmatrix} + \\
 & \frac{EI}{l^3} \begin{bmatrix} 0 & -6l & -12 & 6l \\ -6l & 0 & -6l & 2l^2 \\ -12 & -6l & 12 & 6l \\ 6l & 2l^2 & 6l & 4l^2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x \\ \theta \\ x \\ \theta \end{bmatrix} = [0] \quad (3.4)
 \end{aligned}$$

Ujung bebas :

$$\begin{aligned}
 & \alpha \frac{ml}{420} \begin{bmatrix} 210 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 17,5l^2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 210 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 17,5l^2 \end{bmatrix} + \\
 & \beta \frac{ml}{420} \begin{bmatrix} 156 & -22l & 54 & -13l \\ -22l & 4l^2 & 13l & -3l^2 \\ 54 & 13l & 156 & 22l^2 \\ -13l & -3l^2 & 22l^2 & 4l^2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{\theta} \\ \ddot{x} \\ \ddot{\theta} \end{bmatrix} + \\
 & \frac{EI}{l^3} \begin{bmatrix} 12 & -6l & -12 & 6l \\ -6l & 4l^2 & -6l & 2l^2 \\ -12 & -6l & 12 & 6l \\ 6l & 2l^2 & 6l & 4l^2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x \\ \theta \\ x \\ \theta \end{bmatrix} = [0] \quad (3.5)
 \end{aligned}$$

3.6 Pembagian Elemen

Prinsip dasar simulasi menggunakan metode elemen hingga adalah membagi suatu struktur menjadi beberapa sub-elemen, dari pembagian sub-elemen tersebut maka dicariilah *eigenvalue* atau frekuensi natural dengan terlebih dahulu ditentukan elemen massa, kekakuan maupun redaman dari tiap-tiap sub-elemen. Pada tugas akhir ini ditentukan kondisi batas atau *boundary condition* yaitu pembagian sepuluh elemen pada poros turbin dan menghasilkan sebelas *node* atau titik nol dari poros tersebut. Dari tiap-tiap node tersebut terdapat empat derajat kebebasan yang mewakili respon yang akan dianalisis yaitu lateral dan torsional. Penentuan kondisi batas ini penting karena berhubungan dengan banyaknya mode getaran yang didapat. Pada *cantilever beam* dengan mode yang tergolong *intermediate*, untuk menentukan *eigenvalue* atau frekuensi natural dengan model matriks massa nonkosisten digunakan sepuluh elemen pembagi sebagai kondisi batasnya [7].

3.7 Simulasi Respon Getaran

Simulasi respon getaran dengan berbagai macam variasi untuk mendapatkan perpindahan berupa nilai simpangan lateral (x) dan simpangan torsional (θ). Simulasi dilakukan dengan menggunakan *state space*. Dengan memasukkan nilai parameter sistem turbin maupun parameter pengganggu yang didapat kedalam matriks ke dalam matriks *state space* untuk disimulasikan. Simulasi dilakukan untuk mendapatkan respon getaran dilakukan pada node ke-3 dan node ke-9. Simulasi dilakukan pada node tersebut karena di node tersebut merupakan titik sambung antara *blade* dengan poros.

3.8 Analisis Data

Analisis perhitungan nilai frekuensi natural dan grafik respon getaran dan simpangan dari berbagai variasi. Untuk nilai frekuensi natural yang dianalisis harus memiliki nilai yang jauh lebih tinggi dari frekuensi kerja sedangkan untuk simpangan dianalisis dengan variasi yang ditentukan untuk menentukan pada kondisi apa poros tersebut memiliki respon tertinggi serta seberapa besar kecenderungan poros menyimpang di tiap-tiap kuadran.

BAB IV ANALISIS DATA DAN PEMBAHASAN

4.1 Frekuensi Natural

Nilai frekuensi natural pada poros turbin diharapkan jauh dari frekuensi kerja terhadap turbin untuk menghindari resonansi.

4.1.1 Frekuensi Natural Pada Setiap Kombinasi Matriks Massa

Kombinasi linier matriks massa antara matriks massa tergumpal dan konsisten atau disebut juga matriks non konsisten, mempengaruhi nilai frekuensi natural dari poros turbin. Dalam kombinasi tersebut, Nilai α adalah besaran dari porsi matriks tergumpal dan β adalah besaran porsi matriks konsisten dalam kombinasi matriks massa linier tersebut. Semakin besar nilai α menunjukkan semakin besar model massa tergumpal yang digunakan. Sebaliknya semakin besar nilai β menunjukkan semakin besar model massa konsisten yang digunakan.

Berikut adalah tabel yang frekuensi natural pada dua mode pertama dari model poros turbin ujung terikat dan ujung bebas. Ujung terikat yang dimaksud adalah terdapat dua *bearing* di kedua ujungnya dan ujung bebas hanya terdapat sebuah *bearing* disalah satu ujungnya.

Tabel 4. 1 Frekuensi natural pada mode 1 dan 2 ujung terikat

α (%)	β (%)	Frekuensi Natural Mode-1 (Rad/s)	Frekuensi Natural Mode-2 (Rad/s)
100,00	00,00	inf	inf
62,50	37,50	562,3	3768,0
57,14	42,86	562,3	3786,2
50,00	50,00	563,0	3847,2
25,00	75,00	565,5	4304,0
11,11	88,89	564,9	4828,0
00,00	100,00	566,1	5507,8

Tabel 4. 1 Frekuensi natural pada mode 1 dan 2 ujung bebas

α (%)	β (%)	Frekuensi Natural Mode-1 (Rad/s)	Frekuensi Natural Mode-2 (Rad/s)
100,00	00,00	188,5	1616,7
62,50	37,50	199,2	2023,2
57,14	42,86	199,2	2023,2
50,00	50,00	201,1	2127,5
25,00	75,00	208,0	2698,0
11,11	88,89	213,6	3091,3
00,00	100,00	215,5	3101,4

4.1.2 Frekuensi Natural Pada Model Massa Tergumpal

Pada model ini, porsi matriks distribusi massa adalah sebesar 100 % massa tergumpal ($\alpha = 1$, $\beta = 0$). Persamaan (3.4) dan (3.5) berturut-turut digunakan untuk mendapatkan frekuensi natural turbin model massa tergumpal pada ujung terikat dan ujung bebas. Khusus untuk ujung terikat tidak bisa didapatkan nilai frekuensi natural pada model distribusi 100% massa tergumpal dikarenakan didapat persamaan yang singular pada persamaan (3.4). Dengan memasukan nilai parameter sistem turbin, maka persamaannya menjadi :

Ujung bebas :

$$\begin{aligned}
 & \begin{bmatrix} 0,90 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0,075 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0,90 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0,075 \end{bmatrix} [\ddot{x}] \\
 & + \begin{bmatrix} 6408000 & -3204000 & -6408000 & 3204000 \\ -3204000 & 2136000 & -3204000 & 1068000 \\ -6408000 & -3204000 & 6408000 & 3204000 \\ 3204000 & 1068000 & 3204000 & 2136000 \end{bmatrix} [x] = 0
 \end{aligned} \tag{4.1}$$

Persamaan (4.1) diselesaikan menggunakan *Matlab* dengan membagi poros turbin menjadi sepuluh elemen sehingga

menghasilkan 20 nilai frekuensi natural. Berikut sepuluh nilai frekuensi natural pertama :

Tabel 4. 2 Frekuensi natural turbin massa tergumpal ujung bebas

Mode	Frekuensi Natural (rad/s)	Mode	Frekuensi Natural (rad/s)
1	188,5	6	3150,4
2	1616,7	7	3237,1
3	2557,3	8	3279,8
4	2895,9	9	3296,8
5	3108,3	10	3382,2

4.1.3 Frekuensi Natural Pada Model Massa Konsisten

Pada model ini, porsi matriks distribusi massa adalah sebesar 100 % massa tergumpal ($\alpha = 0$, $\beta = 1$.). Persamaan (3.4) dan (3.5) berturut-turut digunakan untuk mendapatkan frekuensi natural turbin model massa konsisten pada ujung terikat dan ujung bebas. Dengan memasukan nilai parameter sistem turbin, maka persamaannya menjadi

Ujung terikat :

$$\begin{aligned}
 & \begin{bmatrix} 0 & -0,1886 & 0,2312 & -0,0557 \\ -0,1886 & 0 & 0,0557 & -0,0128 \\ 0,2312 & 0,0557 & 0,6688 & 0,0943 \\ -0,0557 & -0,0128 & 0,0943 & 0,0171 \end{bmatrix} [\ddot{x}] \\
 & + \begin{bmatrix} 0 & -6408000 & -6408000 & 3204000 \\ -6408000 & 0 & -3204000 & 1068000 \\ -6408000 & -3204000 & 6408000 & 3204000 \\ 3204000 & 1068000 & 3204000 & 2136000 \end{bmatrix} [x] = 0
 \end{aligned} \tag{4.2}$$

Persamaan diatas diselesaikan menggunakan *Matlab* dengan membagi poros turbin menjadi sepuluh elemen sehingga menghasilkan 20 nilai frekuensi natural. Berikut sepuluh nilai frekuensi natural pertama :

Tabel 4. 3 Frekuensi natural turbin massa konsisten ($\beta = 100\%$)
ujung terikat

Mode	Frekuensi Natural (rad/s)	Mode	Frekuensi Natural (rad/s)
1	566,1	6	6192,1
2	5507,8	7	6192,1
3	5828,9	8	6259,3
4	6189,6	9	6259,3
5	6189,6	10	6266,2

Ujung bebas :

$$\begin{aligned}
 & \begin{bmatrix} 0,6688 & -0,0943 & 0,2312 & -0,0557 \\ -0,0943 & 0,0171 & 0,0557 & -0,0128 \\ 0,2312 & 0,0557 & 0,6688 & 0,0943 \\ -0,0557 & -0,0128 & 0,0943 & 0,0171 \end{bmatrix} [\ddot{x}] \\
 & + \begin{bmatrix} 6408000 & -3204000 & -6408000 & 3204000 \\ -3204000 & 2136000 & -3204000 & 1068000 \\ -6408000 & -3204000 & 6408000 & 3204000 \\ 3204000 & 1068000 & 3204000 & 2136000 \end{bmatrix} [x] = 0
 \end{aligned} \tag{4.3}$$

Persamaan diatas diselesaikan menggunakan *Matlab* dengan membagi poros turbin menjadi sepuluh elemen sehingga menghasilkan 20 nilai frekuensi natural. Berikut sepuluh nilai frekuensi natural pertama :

Tabel 4. 4 Frekuensi natural turbin massa konsisten ($\beta = 100\%$)
ujung bebas

Mode	Frekuensi Natural (rad/s)	Mode	Frekuensi Natural (rad/s)
1	215,5	6	4359,9
2	3101,4	7	4736,9
3	3311,9	8	4809,8
4	3613,5	9	5416,7
5	3968,5	10	5535,5

4.1.4 Frekuensi Natural Pada Model Massa Tergumpal-Konsisten

Pada model ini, porsi matriks distribusi massa adalah sebesar 11,11 % massa tergumpal dan 88,89 % massa konsisten. Persamaan (3.4) dan (3.5) berturut-turut digunakan untuk mendapatkan frekuensi natural turbin model massa tergumpal-konsisten pada ujung terikat dan ujung bebas. Dengan memasukkan nilai parameter sistem turbin, maka persamaannya menjadi :

Ujung terikat :

$$\begin{aligned}
 & \begin{bmatrix} 0 & -0,1676 & 0,2055 & -0,0495 \\ -0,1676 & 0 & 0,0495 & -0,0114 \\ 0,2055 & 0,0495 & 0,6944 & 0,0838 \\ -0,0495 & -0,0114 & 0,0838 & 0,0235 \end{bmatrix} [\ddot{x}] \\
 & + \begin{bmatrix} 0 & -6408000 & -6408000 & 3204000 \\ -6408000 & 0 & -3204000 & 1068000 \\ -6408000 & -3204000 & 6408000 & 3204000 \\ 3204000 & 1068000 & 3204000 & 2136000 \end{bmatrix} [x] = 0
 \end{aligned} \tag{4.4}$$

Persamaan diatas diselesaikan menggunakan *Matlab* dengan membagi poros turbin menjadi sepuluh elemen sehingga menghasilkan 20 nilai frekuensi natural. Berikut sepuluh nilai frekuensi natural pertama :

Tabel 4. 5 Frekuensi natural turbin massa tergumpal-konsisten ($\beta = 100\%$) ujung terikat

Mode	Frekuensi Natural (rad/s)	Mode	Frekuensi Natural (rad/s)
1	564,9	6	6567,2
2	4828,0	7	6567,2
3	6182,7	8	6638,8
4	6564,7	9	6638,8
5	6564,7	10	6644,5

Ujung bebas :

$$\begin{aligned}
 & \begin{bmatrix} 0,6688 & -0,0943 & 0,2312 & -0,0557 \\ -0,0943 & 0,0171 & 0,0557 & -0,0128 \\ 0,2312 & 0,0557 & 0,6688 & 0,0943 \\ -0,0557 & -0,0128 & 0,0943 & 0,0171 \end{bmatrix} [\ddot{x}] \\
 & + \begin{bmatrix} 6408000 & -3204000 & -6408000 & 3204000 \\ -3204000 & 2136000 & -3204000 & 1068000 \\ -6408000 & -3204000 & 6408000 & 3204000 \\ 3204000 & 1068000 & 3204000 & 2136000 \end{bmatrix} [x] = 0
 \end{aligned} \quad (4.5)$$

Persamaan diatas diselesaikan menggunakan *Matlab* dengan membagi poros turbin menjadi sepuluh elemen sehingga menghasilkan 20 nilai frekuensi natural. Berikut sepuluh nilai frekuensi natural pertama :

Tabel 4. 6 Frekuensi natural turbin massa tergumpal-konsisten ($\beta = 100\%$) ujung bebas

Mode	Frekuensi Natural (rad/s)	Mode	Frekuensi Natural (rad/s)
1	213,6	6	3832,7
2	3091,3	7	4102,9
3	3279,8	8	4335,4
4	3361,5	9	4498,8
5	3543,7	10	4580,4

Berikut adalah nilai frekuensi gaya yang bekerja pada turbin.

Tabel 4. 7 Frekuensi Kerja Turbin (Pitch Angle 10°)

Kecepatan (m/s)	Kecepatan Angular	
	RPM	Frekuensi Kerja (Rad/s)
0,67	38,18	3,99
0,72	43,79	4,58
0,98	47,89	5,01
1,15	53,26	5,57

Tabel 4. 8 Frekuensi Kerja Turbin (*Pitch Angle* 20°)

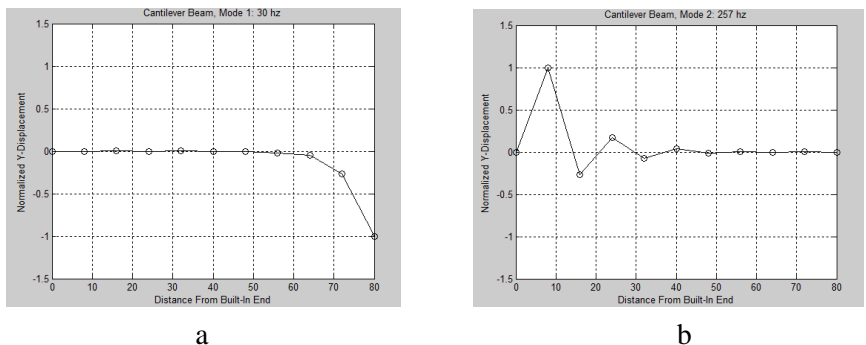
Kecepatan (m/s)	Kecepatan Angular	
	RPM	Frekuensi Kerja (Rad/s)
0,67	72,13	7,55
0,72	71,77	7,51
0,98	72,73	7,61
1,15	77,34	8,09

Berdasarkan Tabel 4.4 dan Tabel 4.5 diketahui bahwa frekuensi natural poros turbin memiliki nilai yang jauh lebih besar dibanding frekuensi kerja. Sehingga poros turbin tidak mengalami resonansi saat terkena gaya hidrodinamik.

4.2 Mode Shape

Mode shape adalah pola getaran yang terjadi pada frekuensi natural. Mode tersebut akan bergetar sesuai dengan nilai frekuensi naturalnya.

4.2.1 Mode Shape Pada Model Massa Tergumpal

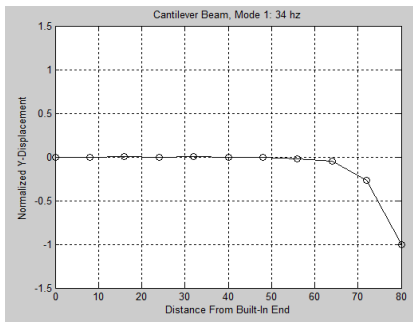


Gambar 4. 1 Mode shape model massa tergumpal (a) mode 1 dan (b) mode 2

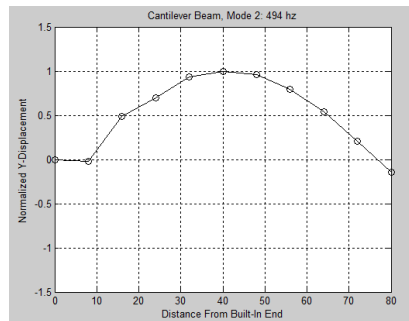
Gambar 4.1 (a) adalah grafik bentuk mode getaran untuk turbin ujung bebas jika poros tersebut terkena gaya eksitasi yang

memiliki frekuensi natural sebesar 188,5 rad/s. Terlihat simpangan terbesar berada di ujung sebesar -1 dari sumbu y. Gambar 4.1 (b) adalah mode 2 memiliki frekuensi natural sebesar 1616,7 rad/s. bentuk modenya lebih bergelombang. Nilai simpangan maksimum dan minimum nya adalah sebesar 0,75 dan -0.25.

4.2.2 Mode Shape Pada Model Massa Konsisten



a



b

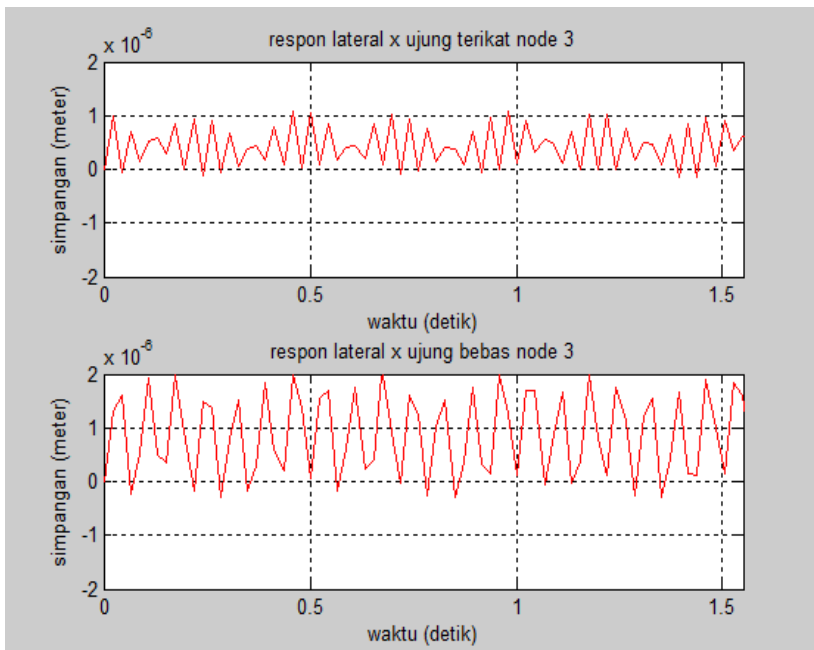
Gambar 4. 2. Mode shape model massa konsisten (a) mode 1 dan (b) mode 2

Gambar 4.2 (a) adalah grafik bentuk mode getaran getaran untuk turbin ujung bebas jika poros tersebut terkena gaya eksitasi yang memiliki frekuensi natural sebesar 215,5 rad/s. Terlihat simpangan terbesar berada di ujung untuk mode 1 sebesar -1. Dan gambar 4.2 (a). adalah mode 2 memiliki frekuensi natural sebesar 119,3 rad/s. bentuk modenya lebih bergelombang dengan simpangan maksimum sebesar 1.

4.3 Respon Vibrasi

Dilakukan simulasi untuk mendapatkan respon vibrasi pada node ke-3 dan node ke-9 pada poros turbin *darrieus flapped blade* dengan model *cantilever beam* kedua ujung terikat maupun ujung bebas. Respon vibrasi tersebut terbagi menjadi tiga macam berdasarkan gaya yang mengenainya yaitu respon lateral arah

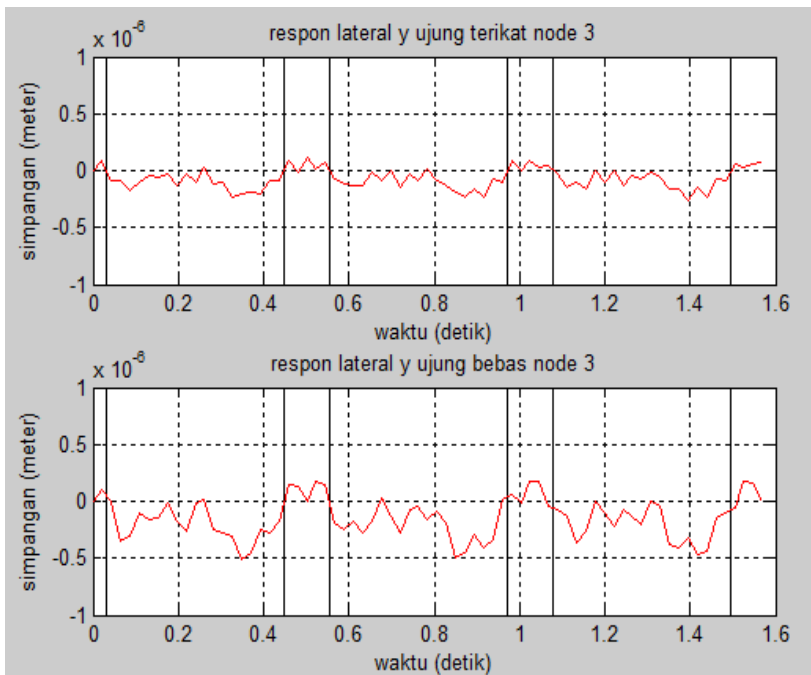
sumbu x dan arah sumbu y serta arah torsional. Untuk mempermudah analisis pada respon lateral, maka dicari resultan dari respon arah x dan y . Berdasarkan perhitungan, didapat nilai koefisien massa dan kekakuan pada node ke-3 dan node ke-9 sama berdasarkan Tabel 3.4, Tabel 3.5 dan Tabel 3.6. Dibuktikan pada kesamaan nilai koefisien dari matriks massa dan kekakuan global pada kolom ke-5 dan kolom ke-19 untuk respon lateral serta kolom ke 6 dan kolom ke 20 respon torsional. Berikut adalah respon vibrasi pada kecepatan arus sungai 0,67 m/s dengan *pitch angle* 10° dan porsi matriks massa sebesar α sebesar 11,11 % dan β sebesar 88,89 %.



Gambar 4. 3 Respon lateral node ke-3 akibat F_x kecepatan 0,67 m/s (pitch angle 10°)

Pada Gambar 4.3 terlihat respon yang dihasilkan pada ujung terikat lebih kecil dibanding yang dihasilkan pada ujung bebas. Respon tertinggi kearah sumbu positif yang dihasilkan pada ujung

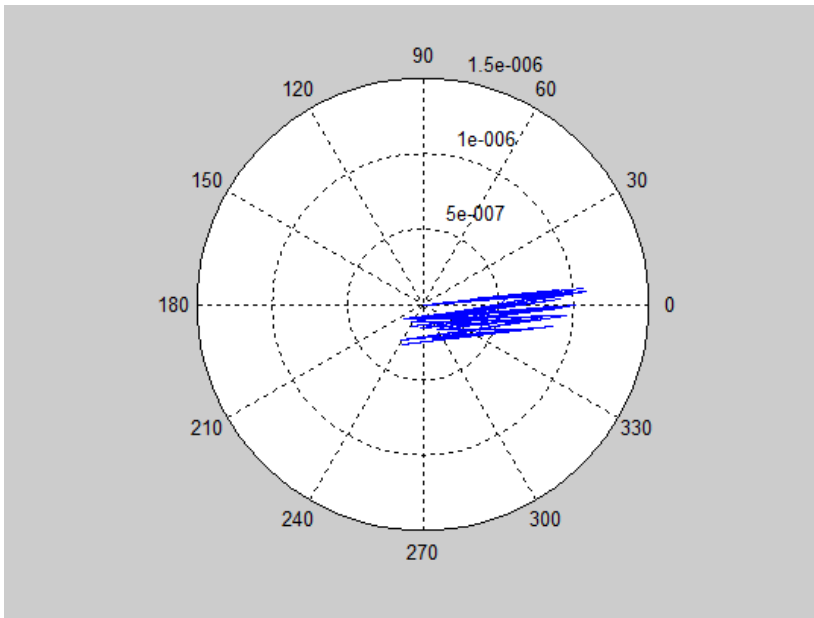
terikat sebesar $1,08 \times 10^{-6}$ m (255°) dan ujung bebas sebesar $2,08 \times 10^{-6}$ m (155°). Terlihat respon tertinggi pada ujung bebas 92 % lebih besar dibanding ujung terikat. Respon tertinggi kearah sumbu negatif yang dihasilkan pada ujung terikat sebesar $-1,50 \times 10^{-7}$ m (330°) dan ujung bebas sebesar $-3,00 \times 10^{-7}$ m (310°). Terlihat respon tertinggi pada ujung bebas 100 % lebih besar dibanding ujung terikat.



Gambar 4. 4 Respon lateral node ke-3 akibat F_y kecepatan 0,67 m/s (pitch angle 10°)

Pada Gambar 4.4 terlihat respon yang dihasilkan pada ujung terikat lebih kecil dibanding yang dihasilkan pada ujung bebas. Respon tertinggi kearah sumbu positif yang dihasilkan pada ujung terikat sebesar $1,10 \times 10^{-7}$ m (230°) dan ujung bebas sebesar $1,82 \times 10^{-7}$ m (240°). Terlihat respon tertinggi pada ujung bebas 65

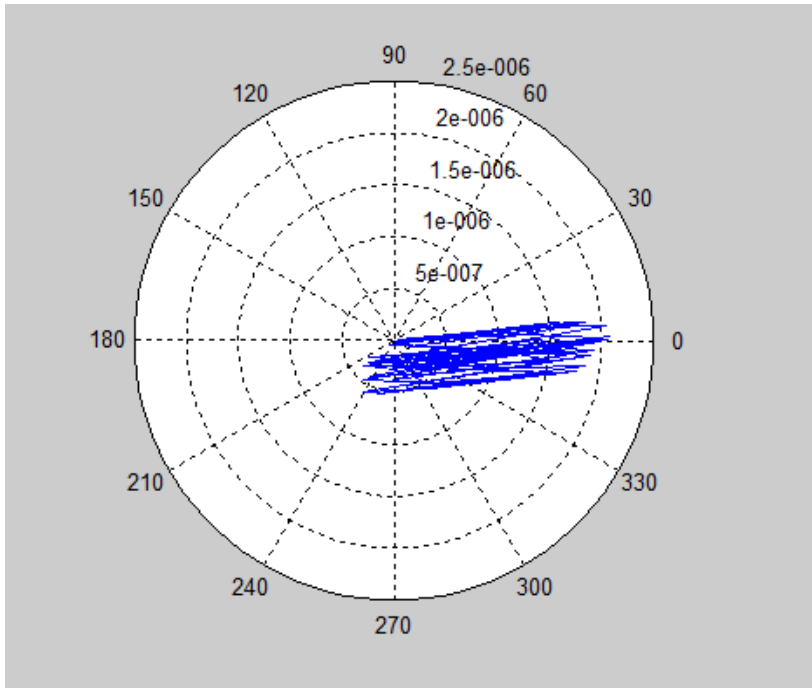
% lebih besar dibanding ujung terikat. Respon tertinggi kearah sumbu negatif yang dihasilkan pada ujung terikat sebesar $-5,10 \times 10^{-7}$ m (320°) dan ujung bebas sebesar $-3,00 \times 10^{-7}$ m (310°). Terlihat respon tertinggi pada ujung bebas 96 % lebih besar dibanding ujung terikat.



Gambar 4. 5 Resultan respon lateral node ke-3 kecepatan 0,67 m/s (pitch angle 10°) ujung terikat

Gambar 4.5 adalah diagram polar hasil resultan antara respon lateral x dan y terikat yang diakibatkan oleh fluktuasi masing-masing. Terlihat resultan yang dihasilkan dominan kearah kuadran IV ($0^\circ < \theta < -90^\circ$). Diketahui sebesar 59,74 % dari keseluruhan resultan terjadi pada kuadran IV untuk per satu putaran poros turbin. Sisanya, 9,07% pada kuadran I, 20,78% pada kuadran II dan 10,39 % pada kuadran III. Pada kuadran IV, resultan maksimum sebesar $1,02 \times 10^{-6}$ m dengan sudut tangensial sebesar $-4,63^\circ$. Sedangkan pada kuadran I, II dan III berturut-turut adalah sebesar $9,95 \times 10^{-7}$ m, $1,08 \times 10^{-6}$ m dan $2,39 \times 10^{-7}$ m. Jika

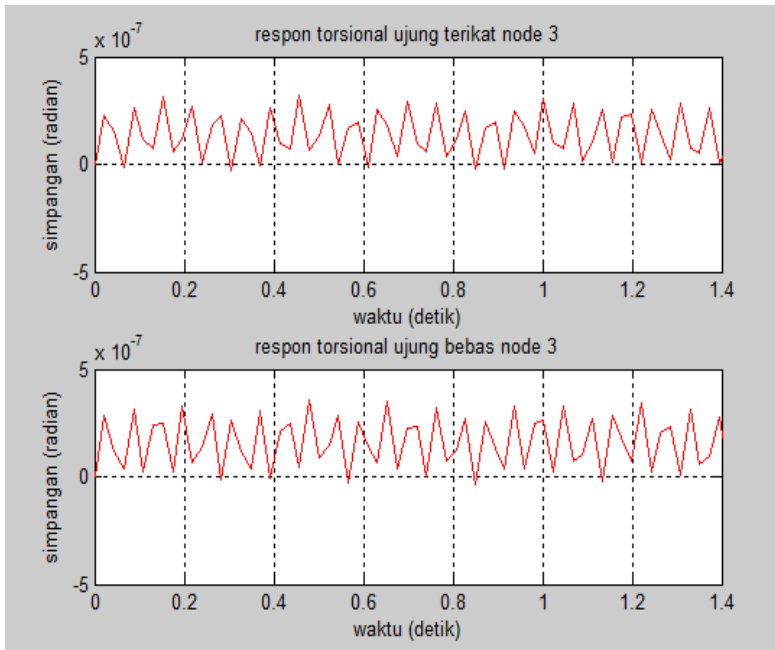
membandingkan setiap resultan tertinggi pada masing-masing kuadran terlihat pada kuadran IV dengan resultan maksimum tertinggi dari seluruh resultan yang dihasilkan serta memiliki porsi kecenderungan menyimpang terbesar pada kuadran tersebut.



Gambar 4. 6 Resultan respon lateral node ke-3 kecepatan 0,67 m/s (pitch angle 10°) ujung bebas

Gambar 4.6 adalah diagram polar hasil resultan antara respon lateral x dan y ujung bebas yang diakibatkan oleh fluktuasi masing-masing. Terlihat resultan yang dihasilkan dominan kearah kuadran IV ($0^\circ < \theta < -90^\circ$). Diketahui sebesar 62,50 % dari keseluruhan resultan terjadi pada kuadran IV untuk per satu putaran poros turbin. Sisanya 20,83% pada kuadran I, 0,00% pada kuadran II dan 16,67 % pada kuadran III. Pada kuadran I, resultan maksimum sebesar $2,08 \times 10^{-6}$ m dengan sudut tangensial sebesar $0,41^\circ$. Sedangkan pada kuadran II, III dan IV berturut-turut adalah

sebesar 0,00 m, $5,76 \times 10^{-7}$ m dan $2,00 \times 10^{-6}$ m. Jika membandingkan setiap resultan tertinggi pada masing-masing kuadran terlihat pada kuadran I dengan resultan maksimum tertinggi dari seluruh resultan yang dihasilkan tetapi memiliki porsi kecenderungan menyimpang terbesar pada kuadran IV.



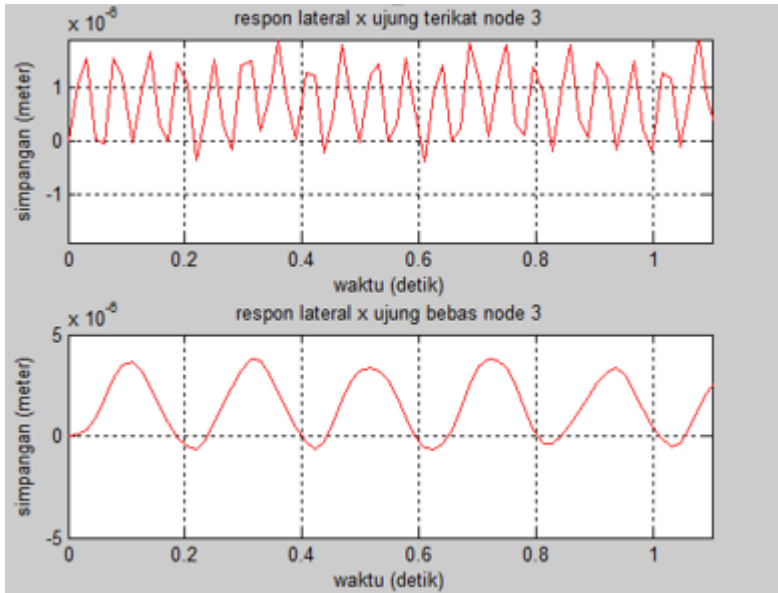
Gambar 4. 7 Respon vibrasi akibat gaya torsi kecepatan 0,67 m/s (pitch angle 10°)

Gambar 4.7 adalah respon hasil gaya torsi. Terlihat respon yang terjadi node ke-3 ujung terikat memiliki pola fluktuasi yang sama dengan torsi ujung bebas. Pada node pada ujung terikat, respon maksimum arah torsional sumbu positif sebesar $3,20 \times 10^{-7}$ rad. Pada node ujung bebas, respon maksimum yang terjadi lebih besar dibanding ujung terikat. Respon maksimum pada ujung bebas arah sumbu positif adalah sebesar $3,65 \times 10^{-7}$ rad. Respon maksimum pada ujung bebas 14 % lebih besar dibanding pada ujung terikat. Sedangkan arah sumbu negatif, pada ujung terikat

dan ujung bebas berturut-turut $-2,67 \times 10^{-8}$ rad dan $-3,60 \times 10^{-8}$ rad. Respon maksimum pada ujung bebas 35 % lebih besar dibanding pada ujung terikat pada sumbu negatif.

4.3.1 Respon Vibrasi Terhadap Variasi Pada Kecepatan Arus Sungai

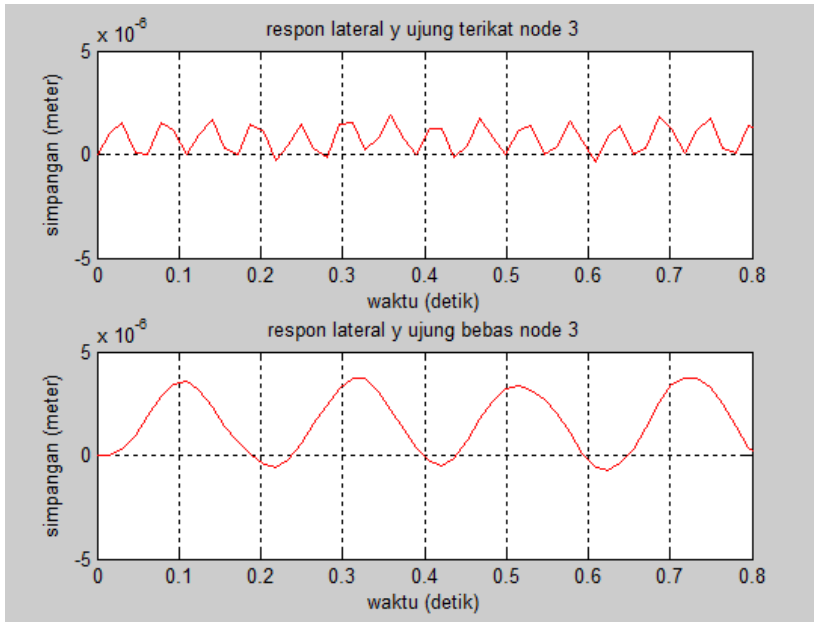
Pada simulasi respon vibrasi ini diberikan empat variasi kecepatan arus sungai sebesar 0,67 m/s, 0,72 m/s, 0,98 m/s dan 1,15 m/s. Dengan parameter sistem turbin yang masih sama dengan keadaan pada kecepatan 0,67 m/s yaitu *pitch angle* 10° dan porsi model matriks massa sebesar $\alpha = 11,11\%$ dan $\beta = 88,89\%$.



Gambar 4. 8 Respon lateral node ke-3 akibat F_x kecepatan 1,15 m/s (*pitch angle* 10°)

Pada Gambar 4.8 terlihat respon yang dihasilkan pada ujung terikat lebih kecil dibanding yang dihasilkan pada ujung bebas. Respon tertinggi ke arah sumbu positif yang dihasilkan pada ujung terikat sebesar $1,89 \times 10^{-6}$ m (345°) dan ujung bebas sebesar

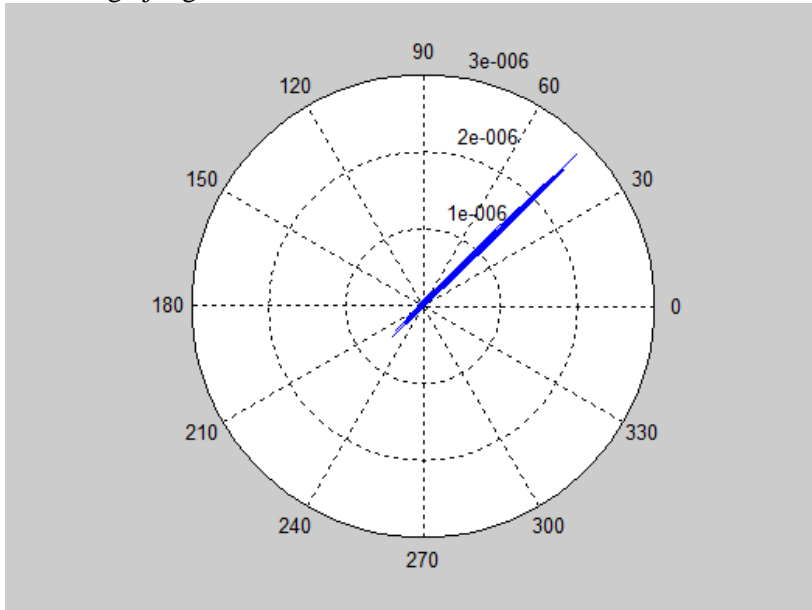
$3,79 \times 10^{-6}$ m (230°). Terlihat respon tertinggi pada ujung bebas 100,52 % lebih besar dibanding ujung terikat. Respon tertinggi kearah sumbu negatif yang dihasilkan pada ujung terikat sebesar $-3,90 \times 10^{-7}$ m (195°) dan ujung bebas sebesar $-6,60 \times 10^{-7}$ m (200°). Terlihat respon tertinggi pada ujung bebas 69,72 % lebih besar dibanding ujung terikat.



Gambar 4. 9 Respon lateral node ke-3 akibat F_y kecepatan 1,15 m/s (pitch angle 10°)

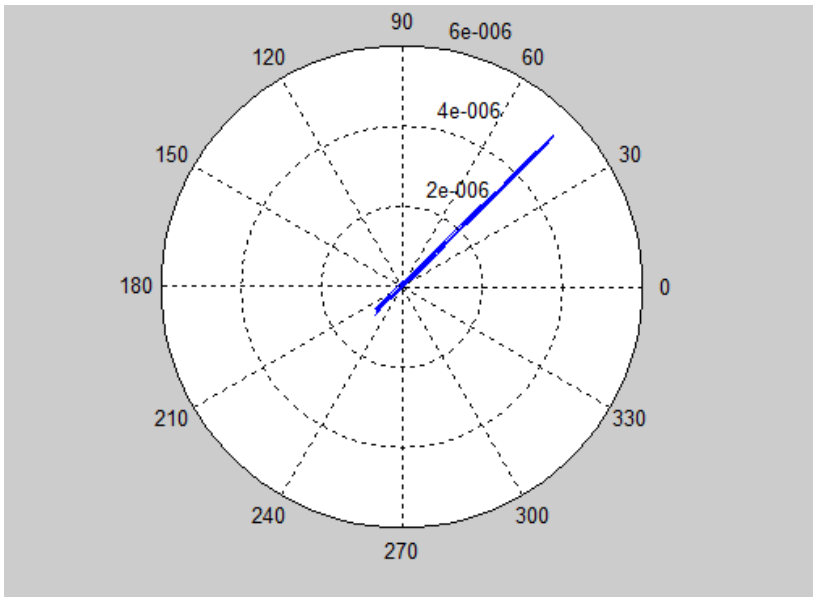
Pada Gambar 4.9 terlihat respon yang dihasilkan pada ujung terikat lebih kecil dibanding yang dihasilkan pada ujung bebas. Respon tertinggi kearah sumbu positif yang dihasilkan pada ujung terikat sebesar $1,97 \times 10^{-6}$ m (345°) dan ujung bebas sebesar $3,76 \times 10^{-6}$ m (255°). Terlihat respon tertinggi pada ujung bebas 91% lebih besar dibanding ujung terikat. Respon tertinggi kearah sumbu positif yang dihasilkan pada ujung terikat sebesar $-3,90 \times 10^{-7}$ m (195°) dan ujung bebas sebesar $-7,10 \times 10^{-7}$ m

(205°). Terlihat respon tertinggi pada ujung bebas 82% lebih besar dibanding ujung terikat.



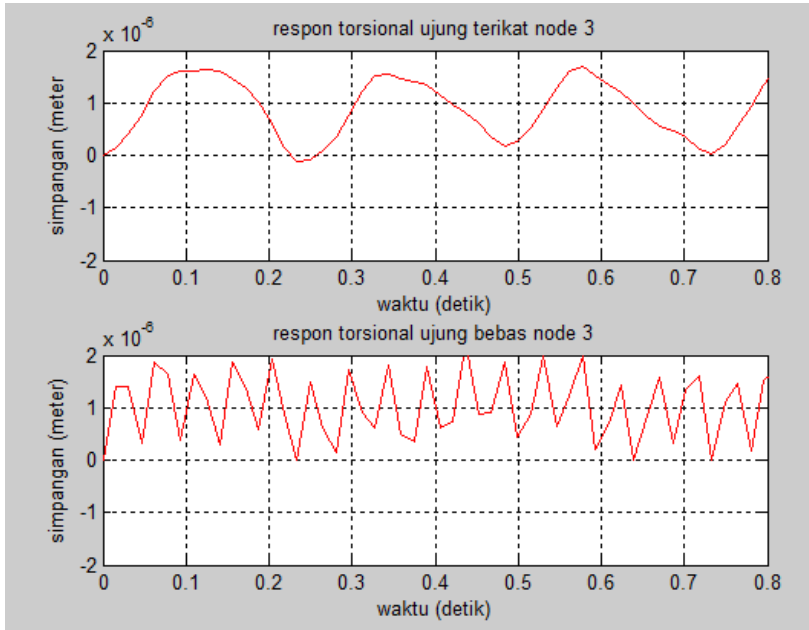
Gambar 4. 10 Resultan respon lateral node ke-3 kecepatan 1,15 m/s (pitch angle 10°) ujung terikat

Gambar 4.10 adalah diagram polar hasil resultan antara respon lateral x dan y ujung terikat yang diakibatkan oleh fluktuasi masing-masing. Terlihat resultan yang dihasilkan dominan kearah kuadran I ($0^\circ < \theta < 90^\circ$). Diketahui sebesar 85,92 % dari keseluruhan resultan terjadi pada kuadran I untuk per satu putaran poros turbin. Sisanya, 0,00% pada kuadran II, 14,08% pada kuadran III dan 0,00 % pada kuadran IV. Pada kuadran IV, resultan maksimum sebesar $2,81 \times 10^{-6}$ m dengan sudut tangensial sebesar $44,66^\circ$. Sedangkan pada kuadran I, II dan III berturut-turut adalah sebesar 0,00 m, $4,45 \times 10^{-7}$ m dan 0,00 m. Jika membandingkan setiap resultan tertinggi pada masing-masing kuadran terlihat pada kuadran I dengan resultan maksimum tertinggi dari seluruh resultan yang dihasilkan serta memiliki porsi kecenderungan menyimpang terbesar pada kuadran tersebut.



Gambar 4. 11 Resultan respon lateral node ke-3 kecepatan 1,15 m/s (pitch angle 10°) ujung bebas

Gambar 4.11 adalah diagram polar hasil resultan antara respon lateral x dan y ujung bebas yang diakibatkan oleh fluktuasi masing-masing. Terlihat resultan yang dihasilkan dominan kearah kuadran I ($0^\circ < \theta < 90^\circ$). Diketahui sebesar 77,78 % dari keseluruhan resultan terjadi pada kuadran I untuk per satu putaran poros turbin. Sisanya 1,39% pada kuadran II, 20,83% pada kuadran III dan 00,00 % pada kuadran IV. Pada kuadran I, resultan maksimum sebesar $5,33 \times 10^{-6}$ m dengan sudut tangensial sebesar $0,41^\circ$. Sedangkan pada kuadran II, III dan IV berturut-turut adalah sebesar $3,09 \times 10^{-8}$ m, $9,67 \times 10^{-7}$ m dan 0,00 m. Jika membandingkan setiap resultan tertinggi pada masing-masing kuadran terlihat pada kuadran I dengan resultan maksimum tertinggi dari seluruh resultan yang dihasilkan dan memiliki porsi kecenderungan menyimpang terbesar pada kuadran I.

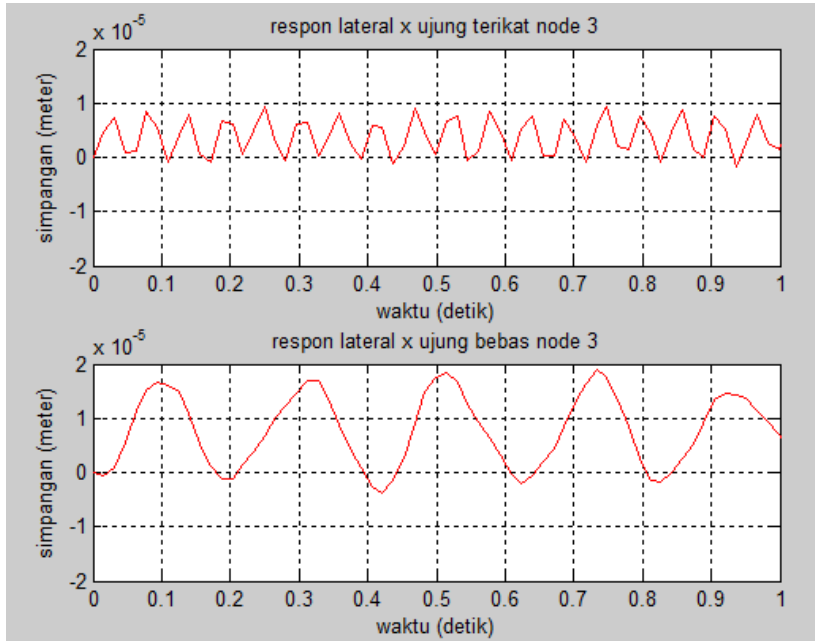


Gambar 4. 12 Respon vibrasi akibat gaya torsi kecepatan 1,15 m/s (pitch angle 20°)

Gambar 4.12 adalah respon hasil gaya torsi. Terlihat respon yang terjadi node ke-3 ujung terikat memiliki pola fluktuasi yang berbeda dengan torsi ujung bebas. Pada node pada ujung terikat, respon maksimum arah torsional sumbu positif sebesar $1,90 \times 10^{-6}$ rad. Pada node ujung bebas, respon maksimum yang terjadi lebih besar dibanding ujung terikat. Respon maksimum pada ujung bebas arah sumbu negatif adalah sebesar $2,17 \times 10^{-6}$ rad. Respon maksimum pada ujung bebas 14,21 % lebih besar dibanding pada ujung terikat. Sedangkan arah sumbu negatif, pada ujung terikat dan ujung bebas berturut-turut $-1,70 \times 10^{-8}$ rad dan $-7,00 \times 10^{-9}$ rad. Respon maksimum pada ujung bebas 401 % lebih besar dibanding pada ujung terikat pada sumbu negatif.

4.3.2 Respon Vibrasi Terhadap Variasi Pada *Pitch Angle*

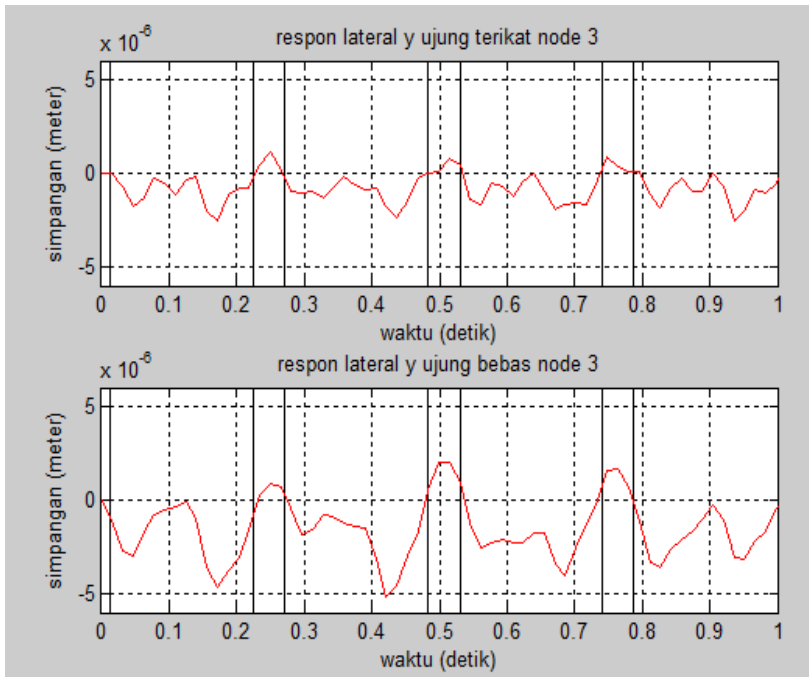
Pada simulasi respon vibrasi ini hanya diberikan satu variasi pada besar nilai *pitch angle* yaitu sebesar 20° . Dengan parameter sistem turbin yang masih sama dengan keadaan normal yaitu *pitch angle* 10° , kecepatan arus sungai sebesar 1,15 m/s dan porsi model matriks massa sebesar $\alpha = 11,11\%$ dan $\beta = 88,89\%$.



Gambar 4. 13 Respon lateral node ke-3 akibat F_x kecepatan 1,15 m/s (*pitch angle* 20°)

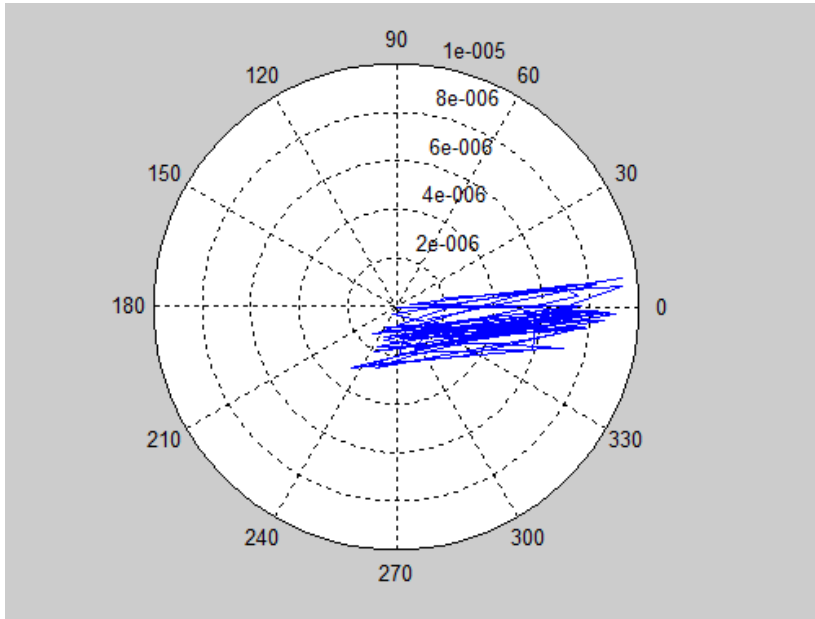
Pada Gambar 4.13 terlihat respon yang dihasilkan pada ujung terikat lebih kecil dibanding yang dihasilkan pada ujung bebas. Respon tertinggi kearah sumbu positif yang dihasilkan pada ujung terikat sebesar $9,33 \times 10^{-6}$ m (240°) dan ujung bebas sebesar $1,88 \times 10^{-5}$ m (235°). Terlihat respon tertinggi pada ujung bebas 100,50 % lebih besar dibanding ujung terikat. Respon tertinggi kearah sumbu negatif yang dihasilkan pada ujung terikat sebesar $-1,90 \times 10^{-6}$ m (200°) dan ujung bebas sebesar $-3,80 \times 10^{-6}$ m

(145°). Terlihat respon tertinggi pada ujung bebas 50 % lebih besar dibanding ujung terikat.



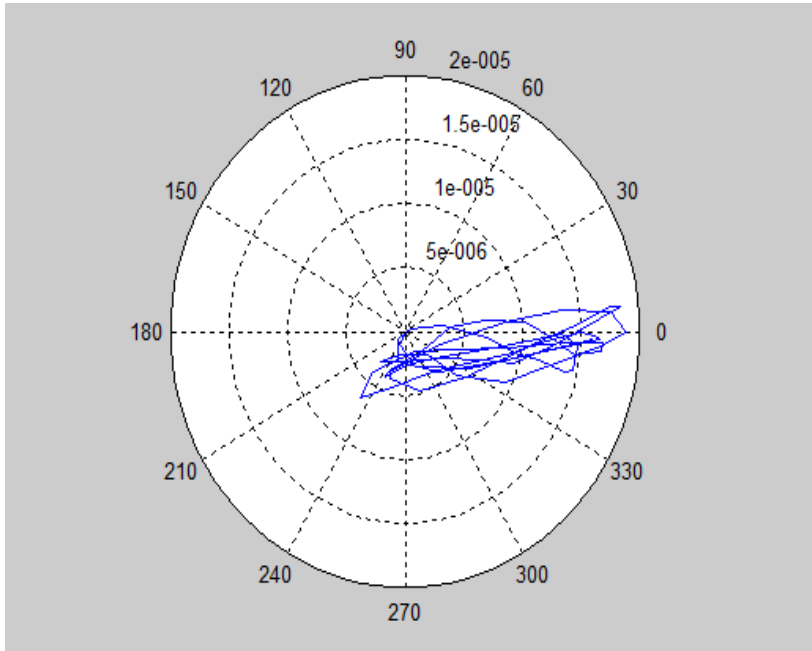
Gambar 4. 14 Respon lateral node ke-3 akibat F_y kecepatan 1,15 m/s (pitch angle 20°)

Pada Gambar 4.14 terlihat respon yang dihasilkan pada ujung terikat lebih kecil dibanding yang dihasilkan pada ujung bebas. Respon tertinggi kearah sumbu positif yang dihasilkan pada ujung terikat sebesar $1,15 \times 10^{-6}$ m (80°) dan ujung bebas sebesar $2,60 \times 10^{-6}$ m (160°). Terlihat respon tertinggi pada ujung bebas 126,08 % lebih besar dibanding ujung terikat. Respon tertinggi kearah sumbu negatif yang dihasilkan pada ujung terikat sebesar $-2,50 \times 10^{-6}$ m (300°) dan ujung bebas sebesar $-5,10 \times 10^{-6}$ m (145°). Terlihat respon tertinggi pada ujung bebas 104 % lebih besar dibanding ujung bebas.



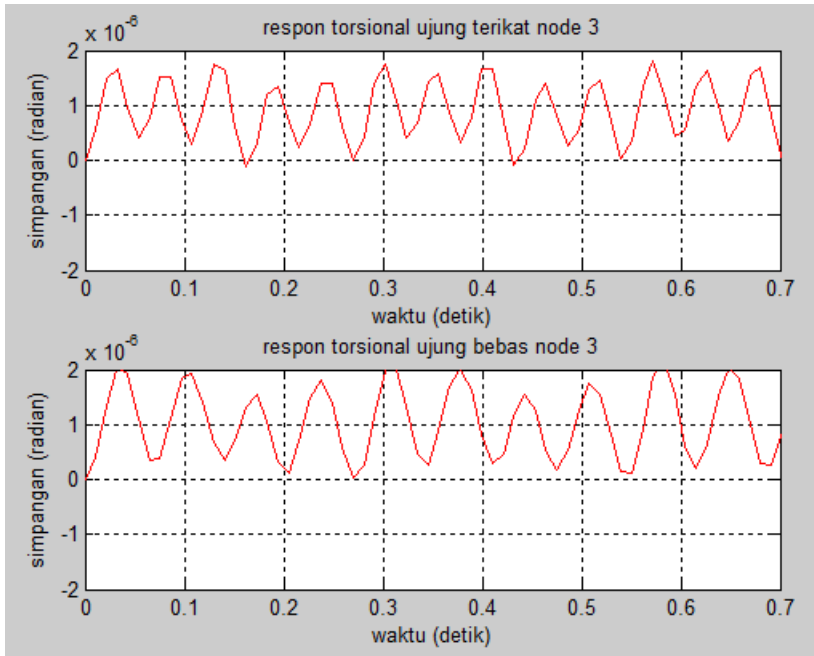
Gambar 4. 15 Resultan respon lateral pada node ke-3 kecepatan 1,15 m/s (pitch angle 20°) ujung terikat

Gambar 4.15 adalah diagram polar hasil resultan antara respon lateral x dan y ujung terikat yang diakibatkan oleh fluktuasi masing-masing. Terlihat resultan yang dihasilkan dominan ke arah kuadran I ($0^\circ < \theta < 90^\circ$). Diketahui sebesar 70,51 % dari keseluruhan resultan terjadi pada kuadran IV untuk per satu putaran poros turbin. Sisanya, 14,10% pada kuadran I, 0,00% pada kuadran II dan 15,38 % pada kuadran III. Pada kuadran I, resultan maksimum sebesar $9,48 \times 10^{-6}$ m dengan sudut tangensial sebesar $4,76^\circ$. Sedangkan pada kuadran II, III dan IV berturut-turut adalah sebesar 0,00 m, $2,04 \times 10^{-6}$ m dan $9,06 \times 10^{-6}$ m. Jika membandingkan setiap resultan tertinggi pada masing-masing kuadran terlihat pada kuadran I dengan resultan maksimum tertinggi dari seluruh resultan yang dihasilkan tetapi kuadran IV memiliki porsi kecenderungan menyimpang terbesar pada putaran dengan simpangan maksimum kedua tertinggi.



Gambar 4. 16 Resultan respon lateral pada node ke-3 kecepatan 1,15 m/s (pitch angle 20°) ujung bebas

Gambar 4.16 adalah diagram polar hasil resultan antara respon lateral x dan y ujung bebas yang diakibatkan oleh fluktuasi masing-masing. Terlihat resultan yang dihasilkan dominan kearah kuadran IV ($0^\circ < \theta < -90^\circ$). Diketahui sebesar 66,21 % dari keseluruhan resultan terjadi pada kuadran IV untuk per satu putaran poros turbin. Sisanya 16,22% pada kuadran I, 0,00% pada kuadran II dan 17,57 % pada kuadran III. Pada kuadran IV, resultan maksimum sebesar $1,88 \times 10^{-5}$ m dengan sudut tangensial sebesar $-0,0669^\circ$. Sedangkan pada kuadran I, II dan III berturut-turut adalah sebesar $1,85 \times 10^{-5}$ m, 0,00 m dan $6,40 \times 10^{-6}$ m. Jika membandingkan setiap resultan tertinggi pada masing-masing kuadran terlihat pada kuadran IV dengan resultan maksimum tertinggi dari seluruh resultan yang dihasilkan dan juga memiliki porsi kecenderungan menyimpang terbesar pada kuadran pada kuadran tersebut.

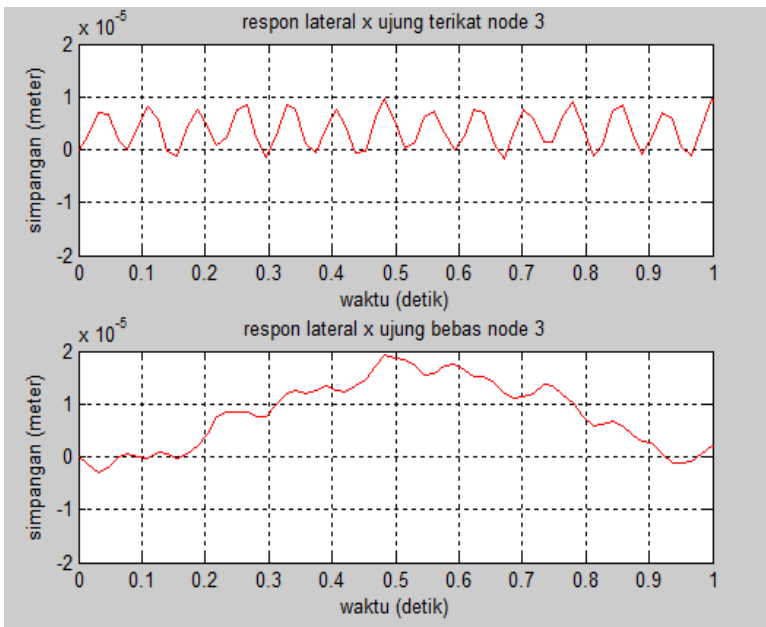


Gambar 4. 17 Respon vibrasi akibat gaya torsi kecepatan 1,15 m/s (pitch angle 20°)

Gambar 4.17 adalah respon hasil gaya torsi. Terlihat respon yang terjadi node ke-3 ujung terikat memiliki pola fluktuasi hampir sama dengan torsi ujung bebas. Pada node pada ujung terikat, respon maksimum arah torsional sumbu positif sebesar $1,83 \times 10^{-6}$ rad. Pada node ujung bebas, respon maksimum yang terjadi lebih besar dibanding ujung terikat. Respon maksimum pada ujung bebas arah sumbu positif adalah sebesar $2,17 \times 10^{-6}$ rad. Respon maksimum pada ujung bebas 18,57 % lebih besar dibanding pada ujung terikat. Sedangkan arah sumbu negatif, pada ujung terikat dan ujung bebas berturut-turut $-1,70 \times 10^{-8}$ rad dan $-7,00 \times 10^{-9}$ rad. Respon maksimum pada ujung bebas 401 % lebih besar dibanding pada ujung terikat pada sumbu negatif.

4.3.3 Respon Vibrasi Terhadap Variasi Porsi Matriks Massa

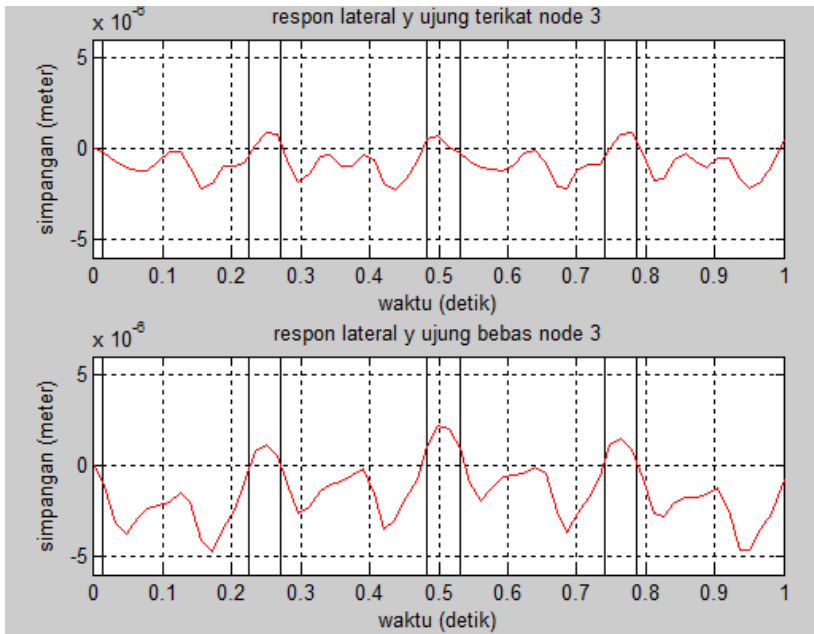
Pada simulasi respon vibrasi ini diberikan lima variasi pada nilai α dan β berdasarkan Tabel 2.1. Variasi nilai α dan β yang diberikan berturut adalah 100,00 % dan 00,00 % ; 62,50 % dan 37,50 % ; 57,14 % dan 42,86 % ; 50,00 % dan 50,00 % ; 25,00% dan 75,00% serta 0,00% dan 100,00%. Dengan parameter sistem turbin yaitu *pitch angle* 10° , kecepatan arus sungai sebesar 1,15 m/s dan porsi model matriks massa pembanding sebesar $\alpha = 11,11\%$ dan $\beta = 88,89\%$.



Gambar 4. 18 Respon lateral node ke-3 akibat F_x kecepatan 1,15 m/s (pitch angle 20°) pada ($\alpha = 11,11\%$ $\beta = 88,89\%$)

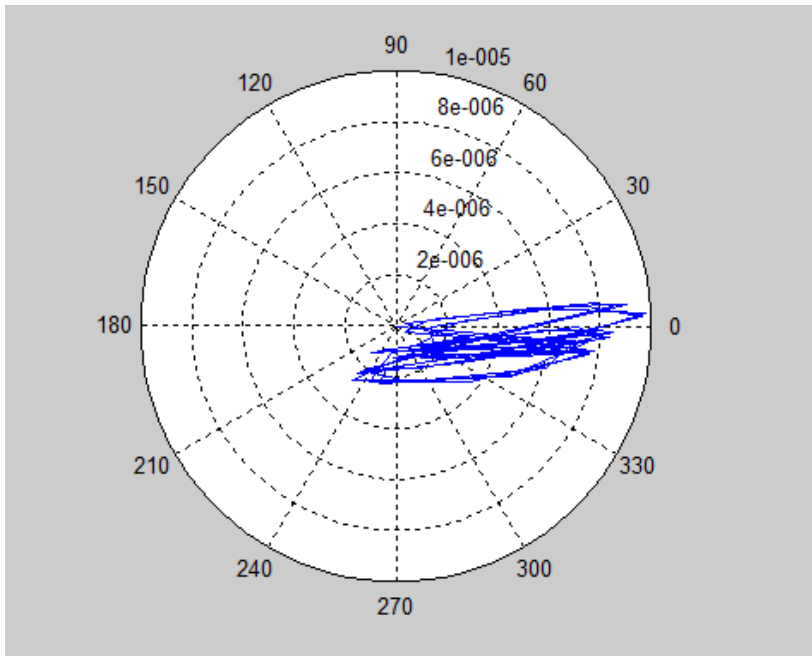
Pada Gambar 4.18 terlihat respon yang dihasilkan pada ujung terikat lebih kecil dibanding yang dihasilkan pada ujung bebas. Respon tertinggi ke arah sumbu positif yang dihasilkan pada ujung terikat sebesar $9,77 \times 10^{-6}$ m (155°) dan ujung bebas sebesar $1,92 \times 10^{-5}$ m (155°). Terlihat respon tertinggi pada ujung bebas 97,93 % lebih besar dibanding ujung terikat. Respon tertinggi

kearah sumbu negatif yang dihasilkan pada ujung terikat sebesar $-1,70 \times 10^{-6}$ m (215°) dan ujung bebas sebesar $-2,90 \times 10^{-6}$ m (10°). Terlihat respon tertinggi pada ujung bebas 70,58 % lebih besar dibanding ujung terikat.



Gambar 4. 19 Respon lateral node ke-3 akibat F_y kecepatan 1,15 m/s (pitch angle 20°) pada ($\alpha = 11,11\%$ $\beta = 88,89\%$)

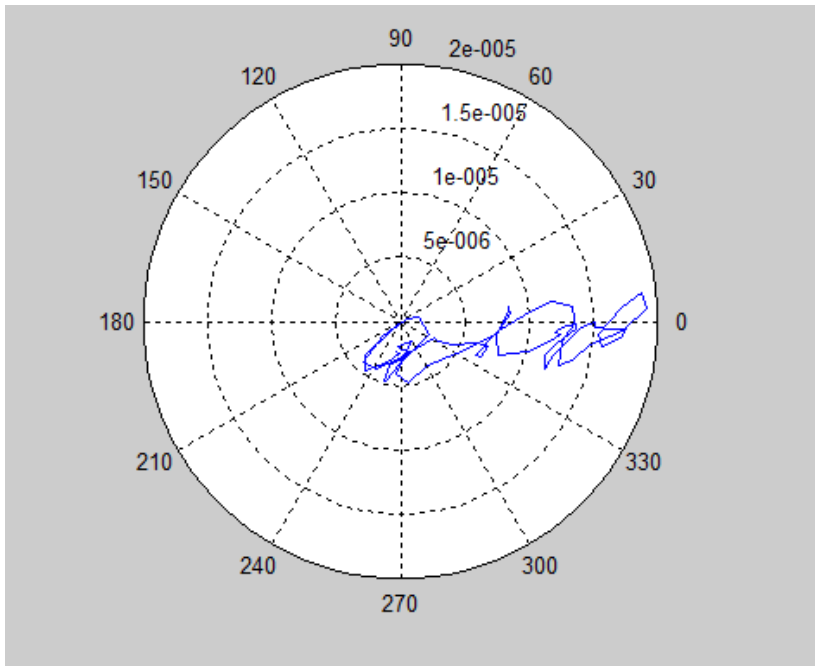
Pada Gambar 4.19 terlihat respon yang dihasilkan pada ujung terikat lebih kecil dibanding yang dihasilkan pada ujung bebas. Respon tertinggi kearah sumbu positif yang dihasilkan pada ujung terikat sebesar $9,12 \times 10^{-6}$ m (80°) dan ujung bebas sebesar $2,17 \times 10^{-6}$ m (160°). Terlihat respon tertinggi pada ujung bebas 137,93 % lebih besar dibanding ujung terikat. Respon tertinggi kearah sumbu negatif yang dihasilkan pada ujung terikat sebesar $-2,20 \times 10^{-6}$ m (310°) dan ujung bebas sebesar $-4,70 \times 10^{-6}$ m (10°). Terlihat respon tertinggi pada ujung bebas 113,63 % lebih besar dibanding ujung terikat.



Gambar 4. 20 Resultan respon lateral pada node ke-3 kecepatan 1,15 m/s (pitch angle 20°) pada ($\alpha = 11,11\%$ $\beta = 88,89\%$) ujung terikat

Gambar 4.20 adalah diagram polar hasil resultan antara respon lateral x dan y ujung terikat yang diakibatkan oleh fluktuasi masing-masing. Terlihat resultan yang dihasilkan dominan kearah kuadran I ($0^\circ < \theta < 90^\circ$). Diketahui sebesar 63,89 % dari keseluruhan resultan terjadi pada kuadran IV untuk per satu putaran poros turbin. Sisanya, 16,67% pada kuadran I, 1,39% pada kuadran II dan 18,06 % pada kuadran III. Pada kuadran I, resultan maksimum sebesar $9,65 \times 10^{-6}$ m dengan sudut tangensial sebesar $-4,76^\circ$. Sedangkan pada kuadran I, II dan III berturut-turut adalah sebesar $9,06 \times 10^{-6}$ m, $7,79 \times 10^{-7}$ m dan $5,58 \times 10^{-6}$ m dan Jika membandingkan setiap resultan tertinggi pada masing-masing kuadran terlihat pada kuadran IV dengan resultan maksimum

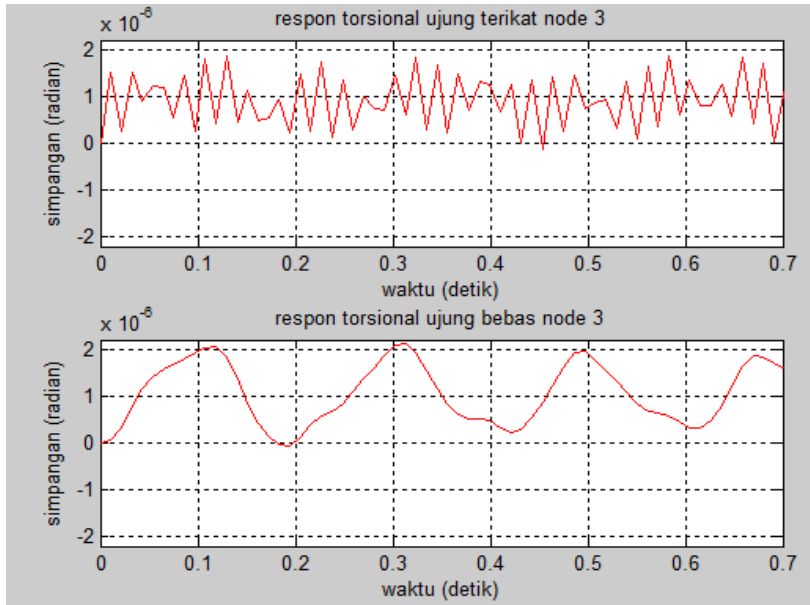
tertinggi dari seluruh resultan yang dihasilkan dan juga kuadran tersebut memiliki porsi kecenderungan menyimpang terbesar.



Gambar 4. 21 Resultan respon lateral pada node ke-3 kecepatan 1,15 m/s (pitch angle 20°) pada ($\alpha = 11,11\%$ $\beta = 88,89\%$) ujung bebas

Gambar 4.21 adalah diagram polar hasil resultan antara respon lateral x dan y ujung bebas yang diakibatkan oleh fluktuasi masing-masing. Terlihat resultan yang dihasilkan dominan kearah kuadran I ($0^\circ < \theta < 90^\circ$). Diketahui sebesar 67,09 % dari keseluruhan resultan terjadi pada kuadran IV untuk per satu putaran poros turbin. Sisanya, 15,19% pada kuadran I, 2,53% pada kuadran II dan 15,19 % pada kuadran III. Pada kuadran IV, resultan maksimum sebesar $1,96 \times 10^{-5}$ m dengan sudut tangensial sebesar $-9,68^\circ$. Sedangkan pada kuadran I, II dan III berturut-turut adalah sebesar $1,73 \times 10^{-5}$ m, $2,13 \times 10^{-6}$ m dan $5,24 \times 10^{-6}$ m dan Jika

membandingkan setiap resultan tertinggi pada masing-masing kuadran terlihat pada kuadran IV dengan resultan maksimum tertinggi dari seluruh resultan yang dihasilkan dan juga kuadran tersebut memiliki porsi kecenderungan menyimpang terbesar.



Gambar 4. 22 Respon vibrasi akibat gaya torsi kecepatan 1,15 m/s (pitch angle 20°) pada ($\alpha = 11,11\%$ $\beta = 88,89\%$)

Gambar 4.22 adalah respon hasil gaya torsi. Terlihat respon yang terjadi node ke-3 ujung terikat memiliki pola fluktuasi yang berbeda dengan torsi ujung bebas. Pada node pada ujung terikat, respon maksimum arah torsional sumbu positif sebesar $1,85 \times 10^{-6}$ rad. Pada node ujung bebas, respon maksimum yang terjadi lebih besar dibanding ujung terikat. Respon maksimum pada ujung bebas arah sumbu negatif adalah sebesar $2,13 \times 10^{-6}$ rad. Respon maksimum pada ujung bebas 15,13 % lebih besar dibanding pada ujung terikat. Sedangkan arah sumbu negatif, pada ujung terikat dan ujung bebas berturut-turut $-1,10 \times 10^{-7}$ rad dan $-4,9 \times 10^{-8}$ rad.

Respon maksimum pada ujung bebas 435 % lebih besar dibanding pada ujung terikat pada sumbu negatif.

4.4 Pembahasan

Dalam tugas akhir ini penentuan frekuensi natural dan respon pada poros turbin dilakukan dengan menggunakan model kedua ujung poros terikat. Simulasi meliputi variasi pada bagian *blade* dan poros dari turbin. Hasil yang didapatkan berupa simpangan dalam satuan meter dan arah simpangan berupa sudut tangensial dalam derajat pada diagram polar.

4.4.1 Pengaruh Porsi Matriks Massa Terhadap Frekuensi Natural

Kombinasi linier matriks massa tergumpal dan massa konsisten mempengaruhi penentuan nilai frekuensi natural. Pada sub-bab 4.1, pada mode yang sama, semakin besar porsi matriks massa konsisten (β) pada suatu model, semakin besar nilai frekuensi natural yang dihasilkan.

Terbukti bahwa pada mode ke-1 dan mode ke-2, seiring dengan kenaikan nilai β dari 0 % sampai dengan 100%, nilai frekuensi natural juga mengalami kenaikan. Untuk turbin ujung terikat, berdasarkan Tabel 4.1 mode ke-1, nilai frekuensi natural naik dari 562,3 rad/s ($\alpha = 62,50\%$ dan $\beta = 37,50\%$) sampai dengan 546,9 rad/s atau model matriks massa konsisten murni ($\alpha = 0,00\%$ dan $\beta = 100,00\%$).

Khusus model matriks massa tergumpal murni ($\alpha = 100,00\%$ dan $\beta = 0,00\%$) pada ujung terikat tidak didapat nilai frekuensi natural dikarenakan matriks massa nya yang singular akibat nilai kofaktor dari matriks massa model tersebut yaitu m_{11} dan m_{22} bernilai nol. Yang mana arti fisisnya adalah membatikan salah satu derajat kebebasan sesuai dengan model yang diinginkan. Dalam hal ini gerak translasi pada ujung poros sesuai dengan Gambar 2.3. Sedangkan untuk ujung bebas, berdasarkan Tabel 4.2 mode ke-1, nilai frekuensi natural naik dari 188,5 rad/s murni ($\alpha = 100,0\%$ dan $\beta = 0,00\%$) sampai dengan 215,5 rad/s ($\alpha = 0,00\%$ dan $\beta = 100,0\%$).

Dapat dikatakan semakin konsisten suatu model matriks massa yang digunakan maka nilai frekuensi natural akan semakin besar. Dari temuan mengenai singularitas dan kenaikan frekuensi natural terhadap nilai β , diketahui bahwa matriks massa tergumpal dalam pemodelan matematis turbin memungkinkan terjadinya singularitas yang bersifat absolut lalu untuk mode-mode yang tinggi, pemodelan dengan menggunakan porsi matriks massa konsisten yang besar akan mengakibatkan nilai frekuensi natural yang tinggi pula. Dari tujuh jenis kombinasi nilai α dan β , digunakan model porsi α sebesar 11,11 % dan β sebesar 88,89 % adalah model matriks massa yang menjadi acuan pada simulasi ini.

4.4.2 Perbandingan Frekuensi Natural dan Frekuensi Kerja

Berdasarkan simulasi yang dilakukan dengan dua variasi model yaitu ujung bebas dan ujung terikat, didapat perbedaan nilai antara frekuensi natural dan frekuensi kerja pada turbin yang relatif jauh.

Untuk model matematis turbin ujung terikat yang merupakan model *real* dari poros turbin pada tugas akhir ini, didapat nilai frekuensi natural terkecil adalah sebesar 562,3 rad/s. Nilai frekuensi natural tersebut akan semakin besar seiring bertambahnya nilai β . Dari enam jenis variasi massa ujung terikat untuk mode-1 didapat nilai frekuensi natural berturut-turut 562,3 rad/s, 562,3 rad/s, 563,0 rad/s, 565,1 rad/s, 565,5 rad/s dan 566,1 rad/s (Tabel 4.1). Sedangkan nilai frekuensi terkecil atau yang paling mendekati nilai frekuensi kerja turbin adalah sebesar 188,5 rad/s.

Dari tujuh jenis variasi massa model matematis turbin ujung bebas untuk mode-1 didapat nilai frekuensi natural berturut-turut 188,5 rad/s, 199,2 rad/s, 199,2 rad/s, 201,1 rad/s, 208,0 rad/s, 213,6 dan 215,5 rad/s (Tabel 4.2). Nilai frekuensi natural terkecil pada variasi tersebut terjadi pada variasi model persamaan matematis turbin ujung bebas dengan porsi $\alpha = 100,00\%$ dan $\beta = 0,00\%$ atau tergumpal murni.

Jika dibandingkan dengan frekuensi kerja tertinggi sebesar 8,09 rad/s, nilai tersebut didapat dari data eksperimen pada kecepatan dan nilai torsi tertinggi yaitu berturut-turut sebesar 1,15

m/s dan 17,41 Nm pada *pitch angle* 20° (Tabel 4.5). Terlihat pula frekuensi kerja tersebut memiliki *range* kerja antara 3,99 rad/s – 5,57 rad/s untuk *pitch angle* 10° dan 7,55 rad/s-8,09 rad/s untuk *pitch angle* 20°.

Berdasarkan dari data tersebut diketahui gaya eksitasi pada simulasi tugas akhir ini tidak akan menyebabkan poros turbin tersebut beresonansi sekalipun dengan variasi ujung bebas. Yang mana jika ditinjau dari arti fisis variasi model tersebut adalah ujung bebas adalah poros turbin yang hanya memiliki sebuah *bearing* atau menggantung di ujung atasnya sedangkan ujung terikat memiliki dua buah *bearing* pada ujung atas dan ujung bawah.

4.4.3 Pengaruh Frekuensi Natural Terhadap Respon Turbin

Selanjutnya, nilai frekuensi natural terkecil (mode ke-1) di setiap model kombinasi matriks massa memiliki nilai yang jauh dari frekuensi kerja turbin. Nilai frekuensi natural terkecil terjadi pada variasi ujung bebas pada mode ke-1 sebesar 188,5 rad/s (Tabel 4.2) Nilai tersebut relatif dekat dengan frekuensi kerja turbin jika dibandingkan dengan nilai frekuensi natural yang terjadi pada turbin ujung terikat pada mode ke-1 sebesar 562,3 rad/s (Tabel 4.1).

Sedangkan untuk nilai frekuensi kerja turbin yang tertinggi adalah 8,09 rad/s terjadi pada kecepatan 1,15 m/s pada *pitch angle* 20° (Tabel 4.5). Dengan kata lain model yang harus dihindari untuk desain turbin vertikal arus sungai adalah turbin dengan asumsi porsi matriks tergumpal murni ($\alpha = 100,00\%$ dan $\beta = 0,00\%$) ujung bebas yang arti fisisnya adalah hanya memiliki sebuah *bearing* diujungnya. Maka dapat dikatakan poros turbin turbin tidak akan mengalami resonansi jika terkena gaya hidrodinamik akibat arus sungai dengan kondisi tersebut.

Mode Shapes pada sub-bab 4.2 adalah visualisasi dari respon yang dihasilkan dari nilai frekuensi natural pada turbin tersebut. Semakin tinggi frekuensi natural yang dihasilkan semakin banyak pula amplitude yan terjadi. Berdasarkan dua variasi utama didapat untuk turbin ujung terikat yang notabennya memiliki frekuensi natural lebih besar dibanding ujung bebas, memiliki respon maksimum baik lateral maupun torsional yang lebih kecil. Terlihat

pada Lampiran C, pada kecepatan arus sungai 1,15 m/s pada *pitch angle* 20° , resultan lateral maksimum ujung terikat sebesar $9,48 \times 10^{-6}$ m sedangkan ujung terikat sebesar $1,85 \times 10^{-5}$ m lebih besar 95 % dari ujung terikat.

Sedangkan berdasarkan Lampiran D, respon torsional maksimum pada turbin ujung terikat sebesar $1,83 \times 10^{-6}$ rad. Sedangkan ujung bebas sebesar $2,17 \times 10^{-6}$ rad lebih besar 18 % dari ujung terikat. Sehingga terbukti semakin besar frekuensi natural suatu turbin semakin kecil respon lateral yang terjadi.

4.4.4 Pengaruh Variasi Pada Kecepatan Arus Sungai Terhadap Respon Vibrasi

Simulasi respon vibrasi pada pengaruh perubahan kecepatan aliran sungai ini dilakukan pada titik node ke-3 dan ke 9. Dengan menggunakan empat variasi kecepatan yaitu sebesar 0,67 m/s, 0,72 m/s, 0,98 m/s dan 1,15 m/s. Dari 4 variasi tersebut rata-rata dominasi resultan respon lateral kearah kuadran I ($0^\circ < \theta < 90^\circ$) untuk satu putaran penuh. Hal tersebut dapat dilihat pada Lampiran A.

Berdasarkan Lampiran A, pada ujung terikat untuk kecepatan 0,67 m/s, 0,72 m/s, 0,98 m/s dan 1,15 m/s berturut-turut memiliki nilai kecenderungan menyimpang pada kuadran I sebesar 9,09 %, 83,53 %, 81,69 % dan 85,92 %. Jika dirata-rata dari keempat nilai tersebut berarti bahwa 65,05 % dari total kecenderungan simpangan yang ada, menuju pada kuadran 1. Respon tertinggi pada setiap variasi kecepatan arus sungai untuk 0,67 m/s, 0,72 m/s, 0,80 m/s, 0,98 m/s dan 1,15 m/s berturut-turut adalah sebesar $9,95 \times 10^{-7}$ m, $1,98 \times 10^{-6}$ m, $2,63 \times 10^{-6}$ m, $2,66 \times 10^{-6}$ m dan $2,81 \times 10^{-6}$ m (Lampiran A).

Sedangkan pada ujung bebas untuk kecepatan 0,67 m/s, 0,72 m/s, 0,98 m/s dan 1,15 m/s berturut-turut memiliki nilai kecenderungan menyimpang pada kuadran I sebesar 20,83 %, 78,87 %, 78,87 % dan 77,87 %. Jika dirata-rata dari keempat nilai tersebut berarti bahwa 61,11 % dari total kecenderungan simpangan yang ada, menuju pada kuadran 1. Respon tertinggi pada setiap variasi kecepatan arus sungai untuk 0,67 m/s, 0,72 m/s,

0,98 m/s dan 1,15 m/s berturut-turut adalah sebesar $2,08 \times 10^{-6}$ m, $4,27 \times 10^{-6}$ m, $5,27 \times 10^{-6}$ m dan $5,33 \times 10^{-6}$ m (Lampiran A).

Jika dibandingkan respon lateral tertinggi yang dihasilkan oleh ujung terikat maupun ujung bebas pada kuadran I dikecepatan 1,15 m/s, resultan ujung bebas lebih besar dibanding ujung terikat sebesar 89,67 %.

Untuk respon torsional, pada ujung terikat dari kecepatan 0,67 *pitch angle* 10° , $3,21 \times 10^{-7}$ rad naik 496 % di kecepatan 1,15 m/s sebesar $1,91 \times 10^{-6}$ rad pada *pitch angle* yang sama. Sedangkan pada ujung bebas dari kecepatan 0,67 *pitch angle* 10° , $3,65 \times 10^{-7}$ rad naik 494 % di kecepatan 1,15 m/s sebesar $1,91 \times 10^{-6}$ rad pada *pitch angle* yang sama (Lampiran C).

Hal tersebut terjadi karena semakin besar arus sungai yang mengenai *foil*, semakin tinggi pula torsi yang dihasilkan. Data lain yang mendukung hal tersebut adalah nilai RPM dari masing-masing *pitch angle* pada Tabel 3.1 dan Tabel 3.2. Semakin besar nilai RPM, maka torsi yang dihasilkan akan semakin tinggi.

4.4.5 Pengaruh Variasi Pada *Pitch Angle* Terhadap Respon Vibrasi

Pada simulasi respon vibrasi ini simulasi dengan variasi pada dengan besaran *pitch angle* 20° . Besaran sudut tersebut berkaitan dengan mekanisme *flapping* pada *blade*. Semakin besar *pitch angle*, semakin leluasa pergerakan dari *blade*. Dengan parameter sistem turbin sebagai pembanding adalah *pitch angle* 10° .

Perbedaan Kecenderungan simpangan terjadi pada *pitch angle* 10° dan 20° meskipun memiliki resultan simpangan maksimum yang sama-sama terjadi pada kuadran I, dominasi respon respon vibrasi lateral pada *pitch angle* 10° terjadi kearah kuadran I ($0^\circ < \theta < 90^\circ$) untuk satu putaran penuh. Sedangkan untuk *pitch angle* 20° terjadi kearah kuadran IV ($0^\circ < \theta < -90^\circ$).

Pada ujung terikat, resultan respon maksimum yang terjadi pada *pitch angle* 10° adalah sebesar $2,81 \times 10^{-7}$ m terjadi kenaikan 327 % yaitu menjadi $9,48 \times 10^{-6}$ m pada *pitch angle* 20° . Tetapi terjadi perbedaan arah kecenderungan simpangan pada masing-masing *pitch angle*. Untuk *pitch angle* 10° , sebesar 83,53 % terjadi

pada kuadran I (Lampiran C) dan untuk *pitch angle* 20° sebesar 70,51 % terjadi pada kuadran IV (Lampiran C).

Sedangkan untuk ujung bebas, resultan respon maksimum yang terjadi pada *pitch angle* 10° adalah sebesar $5,5 \times 10^{-6}$ m terjadi kenaikan 236 % yaitu menjadi $1,85 \times 10^{-5}$ m pada *pitch angle* 20° . Tetapi terjadi perbedaan arah kecenderungan simpangan pada masing-masing *pitch angle*. Untuk *pitch angle* 10° , sebesar 77,78 % terjadi pada kuadran I (Lampiran C) dan Untuk *pitch angle* 10° sebesar 66,21 % terjadi pada kuadran IV (Lampiran C). Pada *pitch angle* 20° ,

Respon torsional maksimum pada turbin ujung terikat sebesar $1,83 \times 10^{-6}$ rad. Sedangkan ujung bebas sebesar $2,17 \times 10^{-6}$ rad lebih besar 18 % dari ujung terikat. Terlihat bahwa nilai simpangan torsional pada ujung bebas lebih tinggi dari ujung terikat.

Dapat disimpulkan bahwa semakin besar nilai *pitch angle*, simpangan yang dihasilkan akan semakin besar pula. Karena pada *pitch angle* 20° *blade* memiliki gerakan *flapping* lebih leluasa dibanding *pitch angle* 10° yang berakibat semakin besarnya nilai torsi yang dihasilkan dan akan memperbesar respon baik lateral maupun torsional. respon torsional maksimum pada turbin ujung terikat sebesar $1,83 \times 10^{-6}$ rad. Sedangkan ujung bebas sebesar $2,17 \times 10^{-6}$ rad lebih besar 18 % dari ujung terikat.

4.4.6 Pengaruh Variasi Porsi Matriks Massa Terhadap Respon Vibrasi

Pada simulasi pengaruh porsi matriks massa dengan variasi porsi nilai α dan β pada sub-bab 4-3, didapat resultan respon lateral maksimum yang terjadi pada turbin ujung terikat adalah sebesar $9,89 \times 10^{-6}$ m pada porsi nilai α sebesar 11,11 % dan β sebesar 88,89 % jauh lebih rendah dibanding turbin ujung bebas adalah sebesar $1,96 \times 10^{-5}$ m pada porsi nilai α sebesar 0,00 % dan β sebesar 100,00 %. Terjadi kenaikan resultan respon maksimum sebesar 98,17 % pada turbin ujung bebas.

Sedangkan untuk respon maksimum torsional, pada turbin ujung terikat memiliki respon maksimum sebesar $1,92 \times 10^{-6}$ rad pada porsi nilai α sebesar 25,00 % dan β sebesar 75,00 % jauh

lebih rendah dibanding turbin ujung bebas adalah sebesar $2,22 \times 10^{-2}$ rad pada porsi nilai α sebesar 11,11% dan β sebesar 88,89 %. Berdasarkan Lampiran E, diketahui pada semua variasi, 50% lebih kecenderungan resultan respon menuju ke kuadran IV.

Lalu, terlihat lagi bahwa semakin besar porsi matriks massa konsisten dalam sebuah kombinasi linier matriks massa, respon yang dihasilkan baik lateral maupun torsional akan semakin besar. Itu terjadi karena berdasarkan Tabel 3.3 dan Tabel 3.4 koefisien massa yang didapat pada matriks massa global, semakin besar nilai β (porsi matriks konsisten semakin besar) maka semakin besar pula nilai koefisien massa yang didapat.

4.4.7 Pengaruh Mekanisme *Flapped blade* dan *Fixed Blade* Terhadap Frekuensi Natural dan Respon Vibrasi

Pada dasarnya modifikasi jenis *blade* pada turbin sumbu vertikal jenis *darrieus* bertujuan untuk mempercepat *self-starting* turbin tersebut pada kecepatan arus yang relatif lama. Modifikasi dilakukan dengan memanfaatkan *flapped blade* sebagai mekanisme *passive pitch*. Perbedaan mekanisme antara *flapped blade* dan *fixed blade*, mempengaruhi karakteristik dan respon getaran yang dihasilkan.

Berdasarkan penelitian sebelumnya pada simulasi frekuensi natural dan respon getaran pada turbin sumbu vertikal jenis *darrieus* dengan mekanisme *fixed blade* model massa tergumpal oleh aminuddin [5], diketahui nilai frekuensi natural terdekat dengan frekuensi kerja lebih kecil dibandingkan dengan nilai frekuensi natural pada tugas akhir ini.

Dapat dilihat pada Lampiran I untuk nilai frekuensi natural serta respon vibrasi pada mekanisme *fixed blade*, nilai frekuensi natural terdekat dengan frekuensi kerja pada turbin ujung bebas dan ujung terikat berturut-turut sebesar 89,33 rad/s dan 193,62 rad/s. Sedangkan frekuensi kerja tertinggi sebesar 7,28 rad/s dengan range 5,30 rad/s-7,28 rad/s.

Jika dibandingkan dengan frekuensi natural pada mekanisme *flapped blade*, untuk turbin ujung bebas sebesar 188,5 rad/s pada model matriks massa tergumpal murni ($\alpha = 100\%$ dan $\beta = 0,00\%$)

(Tabel 4.2). Terjadi kenaikan sebesar 111% terhadap mekanisme *fixed blade*.

Sedangkan untuk variasi ujung terikat, Nilai frekuensi natural tidak dapat dibandingkan pada model matriks massa tergumpal murni dikarenakan didapatkan matriks yang singular pada mekanisme *flapped blade*. Untuk respon vibrasi, respon maksimum yang dihasilkan pada mekanisme *fixed blade* jauh lebih tinggi dibanding mekanisme *flapped blade*.

Pada mekanisme *fixed blade* untuk turbin ujung terikat, respon lateral maksimum yang dihasilkan pada m_1 dan m_2 berturut-turut sebesar $2,62 \times 10^{-4}$ m dan $9,44 \times 10^{-5}$ m serta untuk torsional pada θ_1 dan θ_2 berturut-turut sebesar $1,47 \times 10^{-3}$ rad dan $7,59 \times 10^{-3}$ rad.

Sedangkan untuk ujung bebas, respon lateral maksimum yang dihasilkan pada m_1 dan m_2 berturut-turut sebesar $6,36 \times 10^{-4}$ m dan $7,63 \times 10^{-3}$ m serta untuk torsional pada θ_1 dan θ_2 berturut-turut sebesar $3,12 \times 10^{-3}$ rad dan $7,59 \times 10^{-3}$ rad. Sangat jauh perbedaannya jika dibandingkan dengan mekanisme *flapped blade* ujung bebas, respon maksimumnya berturut-turut untuk lateral dan torsional adalah sebesar $1,96 \times 10^{-5}$ m dan $2,16 \times 10^{-6}$ rad.

Dari paparan diatas diketahui bahwa respon getaran baik lateral maupun torsional pada poros turbin sumbu vertikal tipe *darrieus* dengan mekanisme *fixed blade* akan menghasilkan respon jauh lebih tinggi dibandingkan mekanisme *flapped blade* dengan syarat *range* frekuensi kerja pada mekanisme *fixed blade* masih berada pada *range* frekuensi kerja yang dimiliki oleh mekanisme *flapped blade*.

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Kesimpulan yang didapatkan dalam tugas akhir ini adalah:

1. Diperoleh persamaan matematis turbin dan ujung bebas dengan kombinasi linier matriks distribusi massa nonkonsisten poros turbin vertikal arus sungai tipe *Darrieus flapped blade*.
2. Frekuensi natural poros turbin vertikal arus sungai tipe *Darrieus flapped blade* memiliki frekuensi natural terendah 188,5 rad/s pada variasi ujung bebas dan frekuensi kerja tertinggi sebesar 8,09 rad/s.
3. Dalam persamaan kombinasi linier matriks massa, nilai α pada mewakili porsi matriks massa tergumpal sedangkan nilai β mewakili porsi matriks massa konsisten.
4. Respon lateral tertinggi hasil resultan simpangan x dan y sebesar $1,96 \times 10^{-5}$ m dengan sudut tangensial $45,40^\circ$ (kuadran I) pada turbin ujung bebas dengan porsi matriks massa tergumpal (α) sebesar 0,00% dan konsisten (β) sebesar 100,00 %.
5. Respon torsional tertinggi $2,22 \times 10^{-6}$ rad pada pada variasi turbin ujung bebas dengan porsi matriks massa tergumpal (α) sebesar 11,11% dan konsisten (β) sebesar 88,89 % .

5.2 Saran

Saran yang dapat disampaikan setelah melakukan tugas akhir adalah sebagai berikut:

1. Perlu dilakukan penelitian lebih lanjut terhadap arti fisis nilai α dan β
2. Perancangan poros pada turbin vertikal arus sungai *darrieus flapped blade* lebih baik menggunakan 2 buah *bearing* dibanding sebuah *bearing*

Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Kesimpulan yang didapatkan dalam tugas akhir ini adalah:

1. Diperoleh persamaan matematis turbin dan ujung bebas dengan kombinasi linier matriks distribusi massa nonkonsisten poros turbin vertikal arus sungai tipe *Darrieus flapped blade*.
2. Frekuensi natural poros turbin vertikal arus sungai tipe *Darrieus flapped blade* memiliki frekuensi natural terendah 188,5 rad/s pada variasi ujung bebas dan frekuensi kerja tertinggi sebesar 8,09 rad/s.
3. Dalam persamaan kombinasi linier matriks massa, nilai α pada mewakili porsi matriks massa tergumpal sedangkan nilai β mewakili porsi matriks massa konsisten.
4. Respon lateral tertinggi hasil resultan simpangan x dan y sebesar $1,96 \times 10^{-5}$ m dengan sudut tangensial $45,40^\circ$ (kuadran I) pada turbin ujung bebas dengan porsi matriks massa tergumpal (α) sebesar 0,00% dan konsisten (β) sebesar 100,00 %.
5. Respon torsional tertinggi $2,22 \times 10^{-6}$ rad pada pada variasi turbin ujung bebas dengan porsi matriks massa tergumpal (α) sebesar 11,11% dan konsisten (β) sebesar 88,89 % .

5.2 Saran

Saran yang dapat disampaikan setelah melakukan tugas akhir adalah sebagai berikut:

1. Perlu dilakukan penelitian lebih lanjut terhadap arti fisis nilai α dan β
2. Perancangan poros pada turbin vertikal arus sungai *darrieus flapped blade* lebih baik menggunakan 2 buah *bearing* dibanding sebuah *bearing*

Halaman ini sengaja dikosongkan

DAFTAR PUSTAKA

- [1] S. A., Outlook Enegeri Indonesia, Jakarta: PTPSE BTTP, 2014.
- [2] D. ESDM, Desember 2013. [Online]. Available: esdm.go.id. [Accessed Januari 2015].
- [3] M.J. Khan, G Bhuyan, M. Iqbal T, Quaicoe J.E, "Hydrokinetic energy conversion systems and assessment of horizontal and vertical axis turbines for river and tidal applications: A technology status review," in *Applied Energy*, 2010.
- [4] Susilo, "Simulasi Mekanisme Passive Pitch dengan Flapping Wing pada Turbin Vertikal Aksis Arus Sungai Darrieus Straigh Bladed Berbasis CFD," *Tugas Akhir Teknik Fisika, Jurusan Teknik Fisika Institut Teknologi Sepuluh Nopember*, 2014.
- [5] A. Aminuddin, "Respon Getaran Lateral dan Torsional pada Poros –Vertical-Axis Turbin (VAT) dengan Pemodelan Massa Tergumpal.," 2013.
- [6] H. Qosim, "Respon Getaran Lateral dan Torsional pada Poros Vertical Axis Wind Turbin (VAWT) Savonius Tipe U," 2014.
- [7] K. Ook-Kim, "A Review of Mass Matrices for Eigenproblems," *Computers and Structures*, vol. 46, 1992.
- [8] A.W. Husodo, Utama, I.K.A.P., R. Hantoro, "Husodo, A.W., Utama, I.K.A.P. & Hantoro, R, 2011. "Respon Getaran Model Vertical Axis Tubrine (VAT) Akibat Pengaruh Arus Laut," vol. 14, 2011.
- [9] M. R. Hatch, *Vibration Simulation Using Matlab and ANSYS*, Florida: Chapman & Hall/CRC, 2001, Florida: Chapman&Hall, 2001.

- [10] R. S.S., Mechanical Vibrations, Florida: Pearson Education Pretince Hall, 2005.
- [11] J. Edminister, Electrical Circuit (Schaum Series), London: McGraw-Hill, Inc, 1983.
- [12] R. Hantoro., Utama, I. K. A. P., A. Sulistyono, Erwandi., "Validation of Lumped Mass Lateral Cantilever Shaft Vibration Simulation on Fixed-Pitch Vertical-Axis Ocean Current Turbine," 2010.

LAMPIRAN A

Pengaruh Variasi Kecepatan Terhadap Respon Resultan dan Porsi Resultan Per 1 Putaran Lateral Poros Turbin Pada *Pitch Angle* 10° Node 3 dan 9 ($\alpha = 11, 11\%$ dan $\beta = 88, 89\%$)

Jenis	Kecepatan (m/s)	Kuadran			
		I	II	III	IV
		Resultan Max(m)	Resultan Max(m)	Resultan Max(m)	Resultan Max(m)
Ujung terikat	0,67	$9,95 \times 10^{-7}$	$1,08 \times 10^{-6}$	$2,39 \times 10^{-7}$	$1,02 \times 10^{-6}$
	0,72	$1,98 \times 10^{-6}$	-	$5,27 \times 10^{-7}$	-
	0,98	$2,66 \times 10^{-6}$	$3,04 \times 10^{-7}$	$4,47 \times 10^{-7}$	$3,52 \times 10^{-7}$
	1,15	$2,81 \times 10^{-6}$	-	$4,45 \times 10^{-7}$	-
	Kecepatan (m/s)	I	II	III	IV
		Porsi Resultan Per 1 Putaran (%)	Porsi Resultan Per 1 Putaran (%)	Porsi Resultan Per 1 Putaran (%)	Porsi Resultan Per 1 Putaran (%)
	0,67	9,09	20,78	10,39	59,74
	0,72	83,58	0,00	16,42	0,00
	0,98	81,69	4,23	8,45	5,63
	1,15	85,92	0,00	14,08	0,00

Jenis	Kecepatan (m/s)	Kuadran			
		I	II	III	IV
		Resultan Max(m)	Resultan Max(m)	Resultan Max(m)	Resultan Max(m)
Ujung Bebas	0,67	$2,08 \times 10^{-6}$	-	$5,76 \times 10^{-7}$	$2,00 \times 10^{-6}$
	0,72	$4,27 \times 10^{-6}$	-	$6,41 \times 10^{-7}$	$3,90 \times 10^{-8}$
	0,98	$5,27 \times 10^{-6}$	$2,72 \times 10^{-7}$	$8,05 \times 10^{-7}$	$3,52 \times 10^{-7}$
	1,15	$5,33 \times 10^{-6}$	$3,09 \times 10^{-8}$	$9,67 \times 10^{-7}$	-
	Kecepatan (m/s)	I	II	III	IV
		Porsi Resultan Per 1 Putaran (%)	Porsi Resultan Per 1 Putaran (%)	Porsi Resultan Per 1 Putaran (%)	Porsi Resultan Per 1 Putaran (%)
	0,67	20,83	0,00	16,67	62,50
	0,72	78,87	0,00	19,72	1,41
	0,98	78,87	2,82	12,68	5,63
	1,15	77,78	1,39	20,83	0,00

B

Pengaruh Variasi Kecepatan Terhadap Respon Torsional Poros Turbin Pada *Pitch Angle* 10° Node 3 dan 9 ($\alpha = 11,11\%$ dan $\beta = 88,89\%$)

Jenis	Kecepatan (m/s)	Respon Max(rad)	Jenis	Kecepatan (m/s)	Resultan Max(rad)
Ujung terikat	0,67	$3,21 \times 10^{-7}$	Ujung Bebas	0,67	$3,65 \times 10^{-7}$
	0,72	$1,85 \times 10^{-6}$		0,72	$2,23 \times 10^{-6}$
	0,98	$1,68 \times 10^{-6}$		0,98	$3,92 \times 10^{-6}$
	1,15	$1,91 \times 10^{-6}$		1,15	$2,17 \times 10^{-6}$

C

Pengaruh Variasi *Pitch Angle* Terhadap Respon Resultan dan Porsi Resultan Per 1 Putaran Lateral Poros Turbin Pada Kecepatan 1,15 m/s Node 3 dan 9 ($\alpha = 11,11\%$ dan $\beta = 88,89\%$)

Jenis	Kuadran	I	II	III	IV
Ujung terikat	<i>Pitch Angle</i> (°)	Resultan Max(m)	Resultan Max(m)	Resultan Max(m)	Resultan Max(m)
	10	$2,81 \times 10^{-7}$	-	$4,55 \times 10^{-6}$	-
	20	$9,48 \times 10^{-6}$	-	$2,04 \times 10^{-6}$	$9,06 \times 10^{-6}$

Jenis	Kuadran	I	II	III	IV
Ujung terikat	<i>Pitch Angle</i> (°)	Porsi Resultan Per 1 Putaran (%)	Porsi Resultan Per 1 Putaran (%)	Porsi Resultan Per 1 Putaran (%)	Porsi Resultan Per 1 Putaran (%)
	10	83,58	0,00	16,42	00,0
	20	14,10	15,38	0,00	70,51

Jenis	Kuadran	I	II	III	IV
Ujung bebas	<i>Pitch Angle</i> (°)	Resultan Max(m)	Resultan Max(m)	Resultan Max(m)	Resultan Max(m)
	10	$5,50 \times 10^{-6}$	$7,00 \times 10^{-8}$	$9,67 \times 10^{-7}$	-
	20	$1,85 \times 10^{-5}$	-	$6,40 \times 10^{-6}$	$1,88 \times 10^{-5}$

Jenis	Kuadran	I	II	III	IV
Ujung terikat	<i>Pitch Angle</i> (°)	Porsi Resultan Per 1 Putaran (%)	Porsi Resultan Per 1 Putaran (%)	Porsi Resultan Per 1 Putaran (%)	Porsi Resultan Per 1 Putaran (%)
	10	77,78	1,39	20,83	0,00
	20	16,22	0.00	17,57	66,21

D

Pengaruh Variasi *Pitch Angle* Terhadap Torsi Poros Turbin Pada Kecepatan 1,15 m/s Node 3 dan 9 ($\alpha = 11,11\%$ dan $\beta = 88,89\%$)

Jenis	<i>Pitch Angle</i> (°)	Respon Max(rad)	Jenis	<i>Pitch Angle</i> (°)	Resultan Max(rad)
Ujung terikat	10 20	$1,91 \times 10^{-6}$ $2,17 \times 10^{-6}$	Ujung Bebas	10 20	$1,80 \times 10^{-6}$ $1,83 \times 10^{-6}$

Pengaruh Variasi α - β Terhadap Respon Resultan dan Porsi Resultan Per 1 Putaran Lateral Poros Turbin Pada Kecepatan 1,15 m/s, *Pitch Angle* 20° dan Node 3 dan 9

Jenis	α - β (%)	Kudran			
		I	II	III	IV
		Resultan Max(m)	Resultan Max(m)	Resultan Max(m)	Resultan Max(m)
Ujung terikat	(62,60-37,50)	$9,60 \times 10^{-6}$	$7,79 \times 10^{-7}$	$5,58 \times 10^{-6}$	$9,65 \times 10^{-6}$
	(57,14-42,86)	$8,14 \times 10^{-6}$	-	$2,52 \times 10^{-6}$	$9,66 \times 10^{-6}$
	(50,00-50,00)	$8,82 \times 10^{-6}$	-	$3,28 \times 10^{-6}$	$9,04 \times 10^{-6}$
	(25,00-75,00)	$9,79 \times 10^{-6}$	$6,14 \times 10^{-7}$	$2,58 \times 10^{-6}$	$9,23 \times 10^{-6}$
	(11,11-88,89)	$9,89 \times 10^{-6}$	-	$2,57 \times 10^{-6}$	$9,35 \times 10^{-6}$
	(0,00-100,0)	$9,78 \times 10^{-6}$	$1,54 \times 10^{-6}$	$2,49 \times 10^{-6}$	$9,79 \times 10^{-6}$
	α - β (%)	I	II	III	IV
		Porsi Resultan Per 1 Putaran (%)	Porsi Resultan Per 1 Putaran (%)	Porsi Resultan Per 1 Putaran (%)	Porsi Resultan Per 1 Putaran (%)
	(62,60-37,50)	16,90	2,82	15,49	64,79
	(57,14-42,86)	13,81	0,00	13,89	72,22
	(50,00-50,00)	18,06	2,87	18,06	61,11
	(25,00-75,00)	19,44	0,00	22,22	58,33
	(11,11-88,89)	16,22	0,00	14,86	68,92
	(0,00-100,0)	16,17	1,34	18,06	63,89

Jenis	α - β (%)	Kuadran			
		I	II	III	IV
		Resultan Max(m)	Resultan Max(m)	Resultan Max(m)	Resultan Max(m)
Ujung bebas	(100,0-0,00)	$1,73 \times 10^{-5}$	$2,15 \times 10^{-6}$	$5,24 \times 10^{-6}$	$1,96 \times 10^{-5}$
	(62,60-37,50)	$1,75 \times 10^{-5}$	-	$5,81 \times 10^{-6}$	$1,70 \times 10^{-5}$
	(57,14-42,86)	$1,62 \times 10^{-5}$	-	$5,35 \times 10^{-6}$	$1,85 \times 10^{-5}$
	(50,00-50,00)	$1,87 \times 10^{-5}$	$8,00 \times 10^{-7}$	$4,65 \times 10^{-6}$	$1,81 \times 10^{-5}$
	(25,00-75,00)	$1,59 \times 10^{-5}$	$3,56 \times 10^{-6}$	$5,15 \times 10^{-6}$	$1,96 \times 10^{-5}$
	(11,11-88,89)	$1,77 \times 10^{-5}$	$1,54 \times 10^{-6}$	$1,93 \times 10^{-5}$	$1,96 \times 10^{-5}$
	(0,00-100,0)	$1,62 \times 10^{-5}$	$2,13 \times 10^{-6}$	$6,10 \times 10^{-6}$	$1,88 \times 10^{-5}$
	α - β (%)	I	II	III	IV
		Porsi Resultan Per 1 Putaran (%)	Porsi Resultan Per 1 Putaran (%)	Porsi Resultan Per 1 Putaran (%)	Porsi Resultan Per 1 Putaran (%)
	(100,0-0,00)	16,90	0,00	15,49	67,61
	(62,60-37,50)	17,89	0,00	9,52	72,62
	(57,14-42,86)	16,90	1,41	14,08	67,61
	(50,00-50,00)	19,44	1,39	11,11	68,06
	(25,00-75,00)	8,73	1,45	42,18	47,64
	(11,11-88,89)	15,28	1,39	11,11	72,22
	(0,00-100,0)	15,19	2,53	15,19	67,09

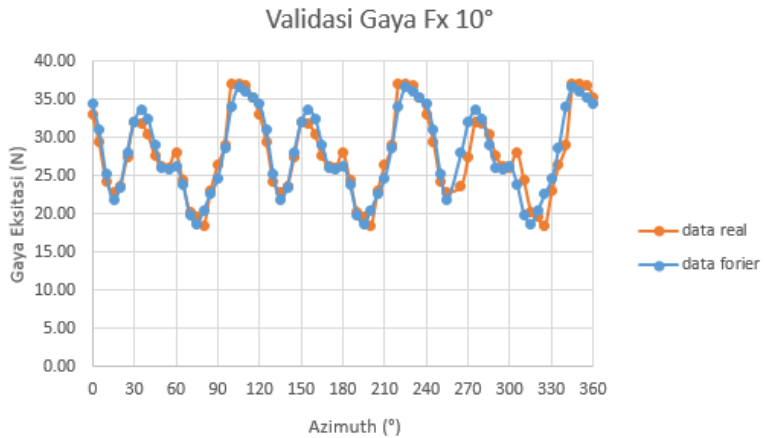
F

Pengaruh Variasi *Pitch Angle* Terhadap Respon Resultan dan Porsi Resultan Per 1 Putaran Lateral Poros Turbin Pada Kecepatan 1,15 m/s Node 3 dan 9 ($\alpha = 11, 11\%$ dan $\beta = 88, 89\%$)

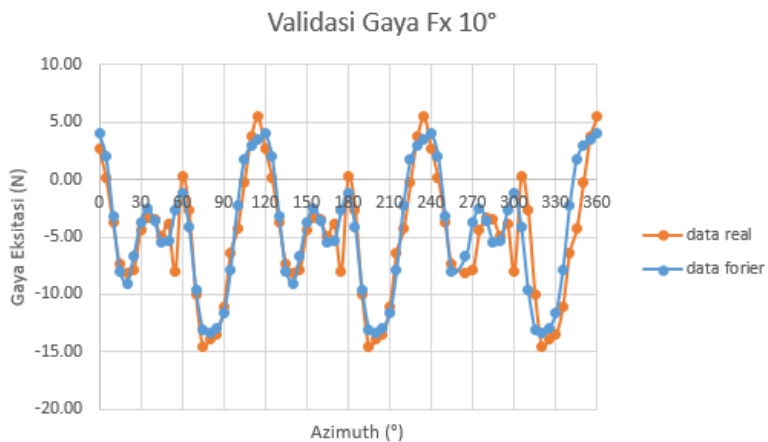
Jenis	α- β (%)	Respon Max(rad)	Jenis	α- β (%)	Resultan Max(rad)
Ujung terikat	(100,0-0,00)	-	Ujung Bebas	(100,0-0,00)	$2,16 \times 10^{-6}$
	(62,60-37,50)	$1,90 \times 10^{-6}$		(62,60-37,50)	$2,19 \times 10^{-6}$
	(57,14-42,86)	$1,91 \times 10^{-6}$		(57,14-42,86)	$2,20 \times 10^{-6}$
	(50,00-50,00)	$1,88 \times 10^{-6}$		(50,00-50,00)	$2,21 \times 10^{-6}$
	(25,00-75,00)	$1,92 \times 10^{-6}$		(25,00-75,00)	$2,21 \times 10^{-6}$
	(11,11-88,89)	$1,79 \times 10^{-6}$		(11,11-88,89)	$2,22 \times 10^{-6}$
	(0,00-100,0)	$1,85 \times 10^{-6}$		(0,00-100,0)	$2,13 \times 10^{-6}$

LAMPIRAN G

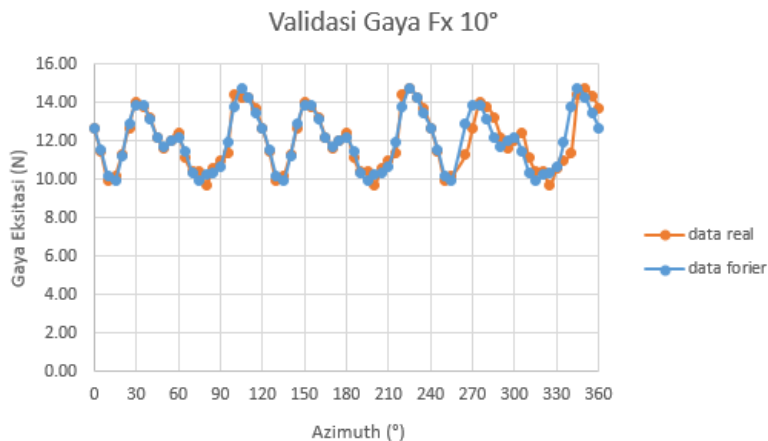
Grafik Validasi Gaya Fx, Fy dan Lt



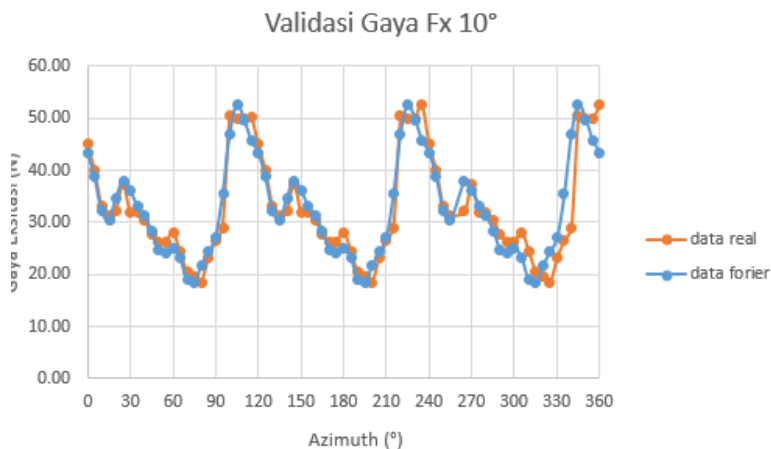
Gaya Fx pada kecepatan 0,67 m/s dan *pitch angle* 10°



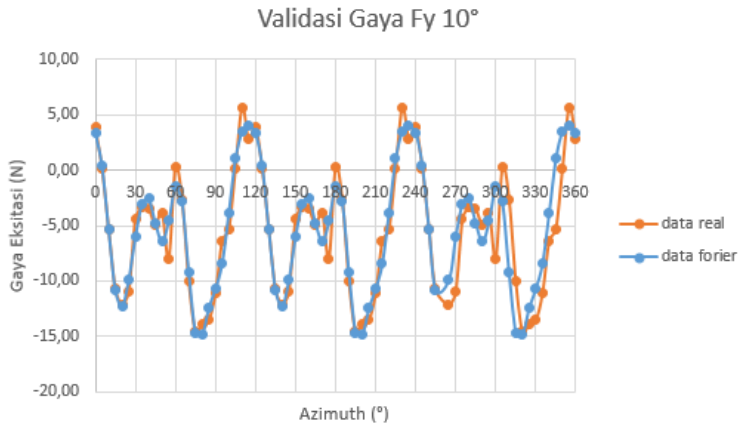
Gaya Fy pada kecepatan 0,67 m/s dan *pitch angle* 10°



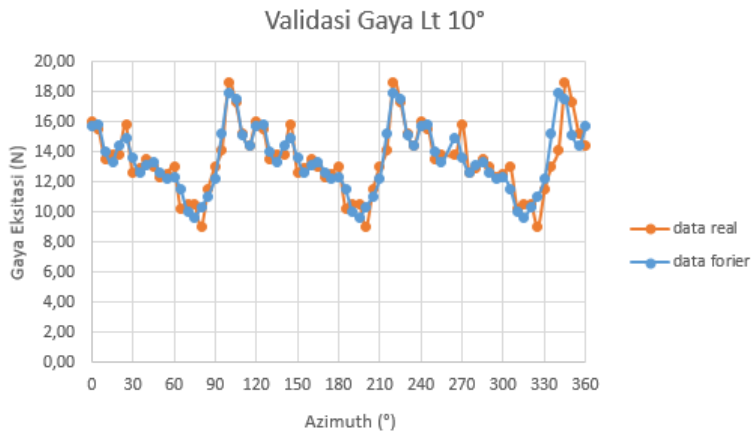
Gaya Lt pada kecepatan 0,67 m/s dan *pitch angle* 10°



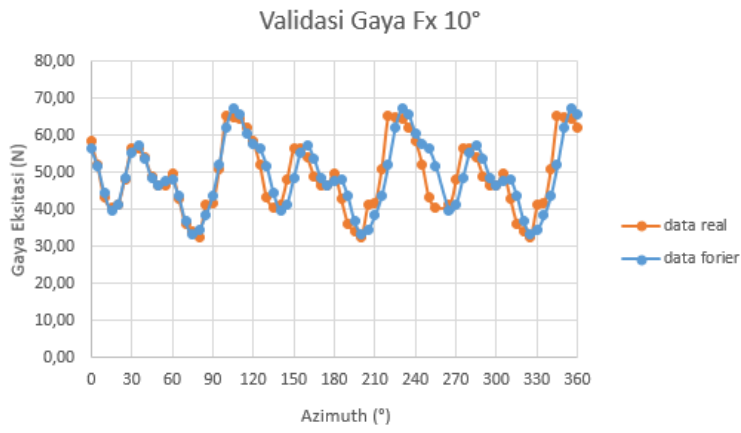
Gaya Fx pada kecepatan 0,72 m/s dan *pitch angle* 10°



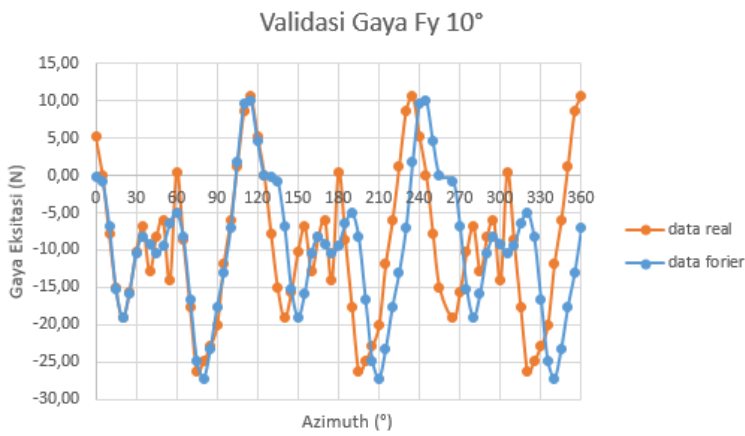
Gaya Fy pada kecepatan 0,72 m/s dan *pitch angle* 10°



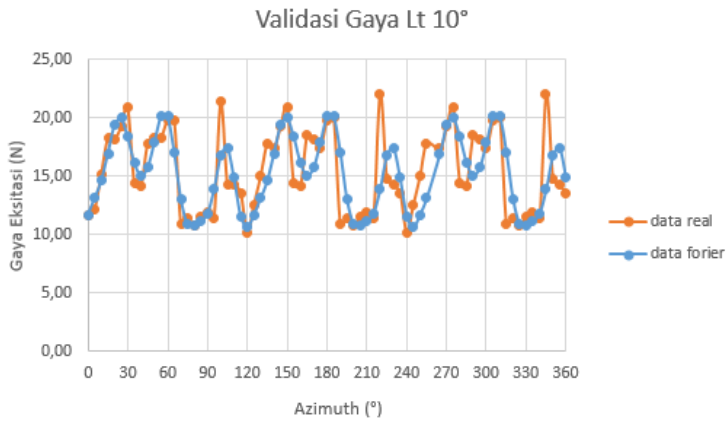
Gaya Lt pada kecepatan 0,72 m/s dan *pitch angle* 10°



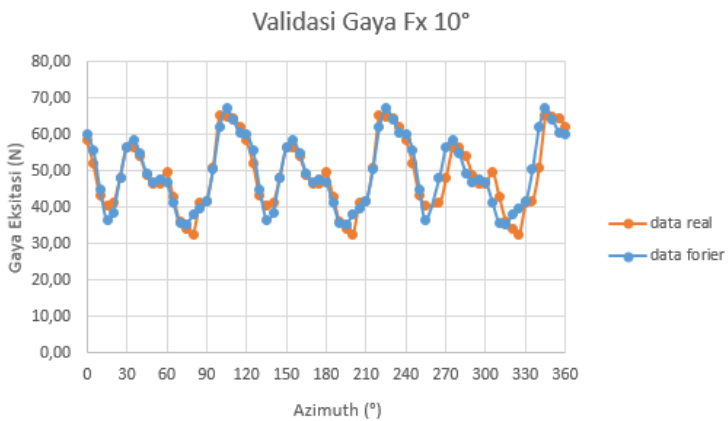
Gaya Fx pada kecepatan 0,98 m/s dan *pitch angle* 10°



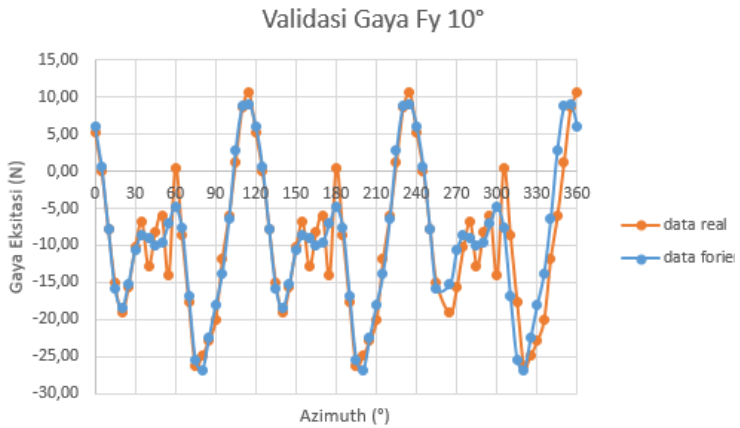
Gaya Fy pada kecepatan 0,98 m/s dan *pitch angle* 10°



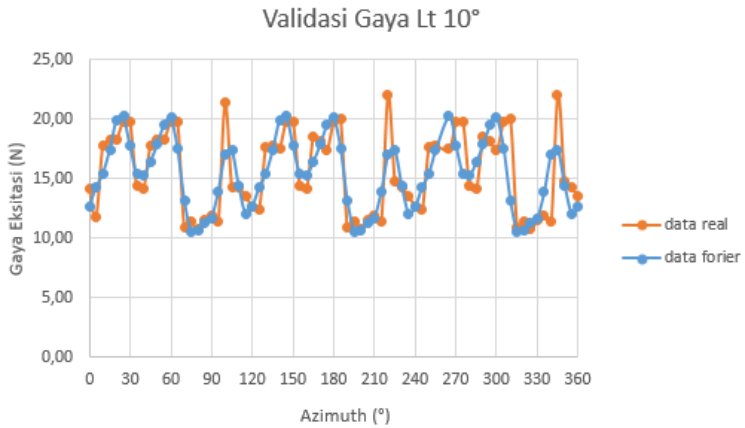
Gaya Lt pada kecepatan 0,98 m/s dan *pitch angle* 10°



Gaya Fx pada kecepatan 1,15 m/s dan *pitch angle* 10°



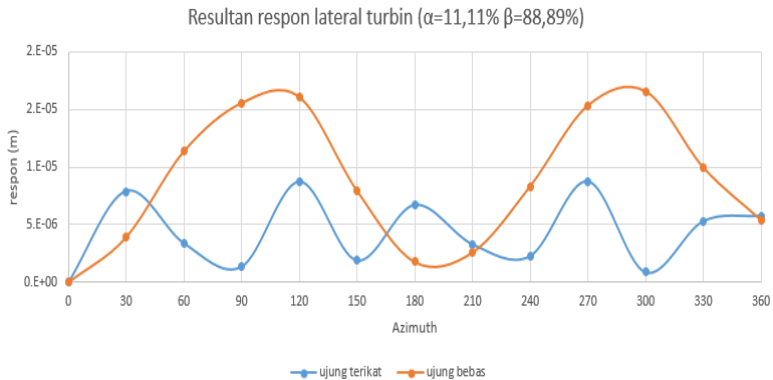
Gaya Fy pada kecepatan 1,15 m/s dan *pitch angle* 10°



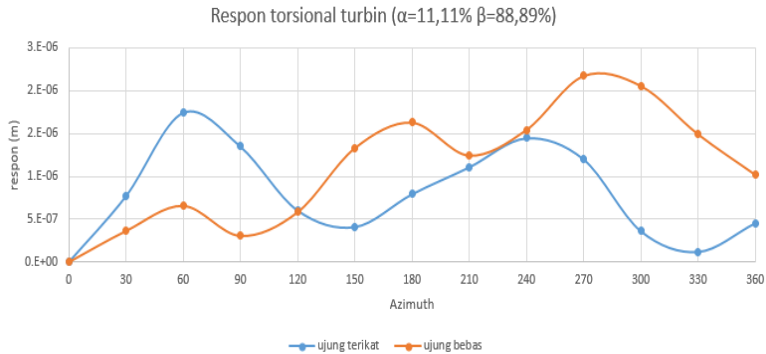
Gaya Lt pada kecepatan 1,15 m/s dan *pitch angle* 10°

LAMPIRAN G

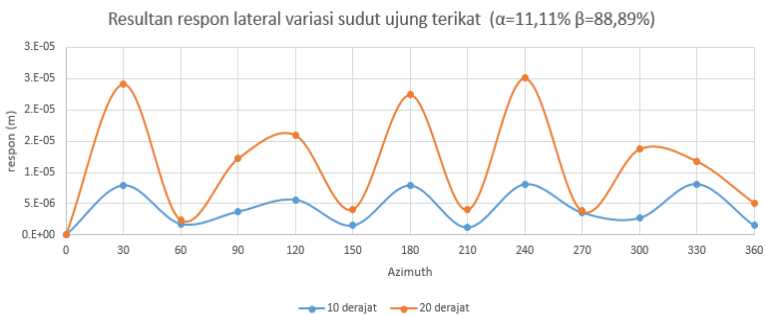
Perbandingan Respon Terhadap Masing-Masing Variasi



Perbandingan resultan respon lateral terhadap variasi ujung



Perbandingan respon torsi terhadap variasi ujung



Perbandingan resultan respon lateral terhadap variasi sudut pada ujung terikat



Perbandingan resultan respon lateral terhadap variasi sudut pada ujung bebas



Perbandingan respon torsi terhadap variasi torsi pada ujung bebas



Perbandingan resultan respon lateral terhadap variasi kecepatan pada ujung terikat



Perbandingan resultan respon lateral terhadap variasi kecepatan pada ujung bebas

LAMPIRAN H**Data Karakteristik dan Respon Vibrasi pada Turbin Sumbu Vertikal *Fixed-Bladed* [5]****Frekuensi kerja dan frekuensi natural turbin ujung bebas**

Kecepatan arus (m/s)	RPM	Frekuensi kerja (rad/s)	Frakuensi natural (rad/s)
0,7	50,6	5,30	89,33
0,8	53,1	5,56	93,36
0,9	62,8	6,57	218,83
1,0	69,6	7,28	429,10

Frekuensi kerja dan frekuensi natural turbin ujung terikat

Kecepatan arus (m/s)	RPM	Frekuensi kerja(rad/s)	Frakuensi natural (rad/s)
0,7	50,6	5,30	193,62
0,8	53,1	5,56	257,41
0,9	62,8	6,57	428,30
1,0	69,6	7,28	773,41

Respon maksimum turbin ujung bebas

Kecepatan (m/s)	Lateral (m)		Torsional (rad)	
	m ₁	m ₂	θ ₁	θ ₂
0,7	3,61x10 ⁻⁴	4,35x10 ⁻³	2,12x10 ⁻³	5,05x10 ⁻³
0,8	4,29x10 ⁻⁴	2,20x10 ⁻³	2,20x10 ⁻³	5,13x10 ⁻³
0,9	5,35x10 ⁻⁴	2,74x10 ⁻³	2,74x10 ⁻³	6,89x10 ⁻³
1,0	6,36x10 ⁻⁴	7,63x10 ⁻³	3,12x10 ⁻³	7,59x10 ⁻³

Respon maksimum turbin ujung terikat

Kecepatan (m/s)	Lateral (m)		Torsional (rad)	
	m ₁	m ₂	θ ₁	θ ₂
0,7	1,15x10 ⁻⁴	5,44x10 ⁻⁵	9,53x10 ⁻⁴	7,00x10 ⁻⁴
0,8	1,80x10 ⁻⁴	6,47x10 ⁻⁵	1,02x10 ⁻³	7,32x10 ⁻⁴
0,9	2,21x10 ⁻⁴	7,59x10 ⁻⁵	1,31x10 ⁻³	9,76x10 ⁻⁴
1,0	2,62x10 ⁻⁴	9,44x10 ⁻⁵	1,47x10 ⁻³	7,59x10 ⁻³

BIODATA PENULIS



Penulis bernama Harish Adiyat, lahir di Jakarta tanggal 27 Desember 1992 dan merupakan anak kedua dari tiga bersaudara. Penulis menempuh pendidikan sekolah dasar di SDS Dharma Karya UT di Tangerang Selatan. Pada tahun 2005, penulis melanjutkan pendidikan menengah di SMPN 115 Jakarta, dan memulai pendidikan menengah atas di SMAN 8 Jakarta. Lalu pada tahun 2011 penulis meneruskan pendidikannya di Jurusan Teknik Fisika FTI-ITS. Selama menjadi mahasiswa, penulis aktif dalam perkuliahan dengan mengikuti materi kuliah dengan baik. Pengalaman *internship program* selama 1 bulan di PT Semen Tonasa dengan *project* mengenai *monitoring loadcell* pada *pfister coal feeder*. Bidang minat penulis adalah vibrasi, instrumentasi dan kontrol. Penulis membuat Tugas Akhir dengan judul “**RESPON GETARAN LATERAL DAN TORSIONAL PADA POROS TURBIN SUMBU VERTIKAL ARUS SUNGAI TIPE DARRIEUS FLAPPED BLADE**”. Tugas akhir ini dibuat untuk mendapatkan karakteristik dan respon getaran pada poros turbin. Bagi pembaca yang memiliki kritik dan saran tentang Tugas Akhir ini, bisa menghubungi email penuli harish.adiyat@yahoo.com